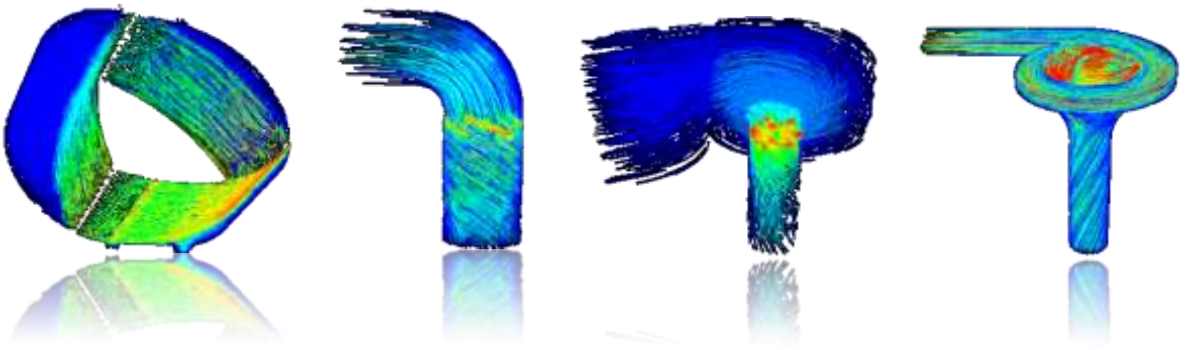
INSTITUTO SUPERIOR TÉCNICO
Universidade Técnica de Lisboa



Hidrodinâmica e desempenho em turbinas de baixa potência: concepção, modelação e ensaios

Mariana de Campos Madeira Simão

Dissertação para a obtenção do Grau de Mestre em

Engenharia Civil

Júri

Presidente: Prof.º Doutor João Nuno de Almeida Reis Hipólito
Orientador: Prof.ª Doutora Helena Margarida Machado da Silva Ramos Ferreira
Vogais: Prof.º Doutor José Carlos Páscoa Marques
Prof.ª Doutora Dídia Isabel Cameira Covas

Outubro 2009

A força não provém da capacidade física e sim de uma vontade indomável (Mahatma Gandhi).

RESUMO

O presente estudo compreende um levantamento exaustivo sobre máquinas hidráulicas e tem por objectivo a optimização e a selecção de turbinas adequadas a baixas potências, para aproveitamento de um potencial energético disponível e ainda por explorar em sistemas de abastecimento, através da análise do escoamento hidrodinâmico 3D, associado ao seu funcionamento e na obtenção de curvas características, que conduzam ao melhor desempenho da máquina hidráulica, em função de diversos parâmetros característicos (i.e., caudal turbinado, queda, rendimento, velocidade de rotação e potência mecânica). Para o efeito são desenvolvidos modelos matemáticos baseados nos princípios da física associados ao funcionamento de máquinas volumétricas e rotodinâmicas.

Propõem-se novas turbinas, algumas adaptadas de máquinas existentes, que através da semelhança entre turbomáquinas é possível adequá-las às condições de funcionamento associadas a aplicações em sistemas hidráulicos, que apresentem um caudal garantido e queda disponível.

A análise hidrodinâmica da mecânica dos fluidos exige a utilização de modelos avançados (CFD) complexos (tanto para a criação da malha de cálculo como para a simulação hidrodinâmica), que recorrem às equações de Navier-Stokes, através da modelação matemática das leis de conservação, para estudar o comportamento dos escoamentos. Tratando-se de escoamentos com características turbulentas são necessários modelos específicos que permitam determinar a correlação entre campos de velocidade e pressão, como é o modelo k-ε utilizado na análise desenvolvida. São analisadas várias turbinas (i.e., deslocamento positivo (PD), bomba a funcionar como turbina (PAT), hélice com evoluta a montante, hélice tubular quatro e com cinco pás) e desenvolvidas análises de sensibilidade às melhores configurações, assim como efectuadas comparações entre curvas de desempenho. Para a generalidade das turbinas seleccionadas desenvolvem-se análises comparativas entre as simulações matemáticas da dinâmica dos fluidos (CFD) e resultados obtidos em ensaios experimentais que permitem mostrar o nível de eficiência de cada solução adoptada. Apresentam-se resultados com as gamas de variação adequadas a cada tipo de turbina assim como possível tipo de aplicação.

Palavras-chave: hidrodinâmica, turbinas de baixa potência, CFD, modelação, ensaios laboratoriais.

ABSTRACT

The present work comprises an exhaustive research about hydraulic machines with the aim of optimization and the selection of adequate turbines of low power for exploitation of an available energy still unexplored in water supply systems based on analyses of 3D hydrodynamic flows and on characteristic curves which lead to the best efficiency point. The analysis is carried out based on non-dimensional parameters (i.e., discharge, head, efficiency, runner speed and mechanical power) in order to be possible comparisons. Mathematical models based on the physic principles, associated to the development of volumetric and rotordynamic machines, are developed.

New turbines are suggested, some adapted from already existed machines, which are based on similar theory among turbo machines, it is possible to adapt them into different operational conditions based on applications in hydraulic systems with guarantee discharge and available head.

The hydrodynamic fluid mechanical analysis requires the use of complex advanced models (CFD) (for creation of the grid as well as for the hydrodynamic simulation), which apply the Navier-Stokes equations by using mathematical models of conservation laws, for the study of the flow behaviour. Taking the flows as a subject of specific turbulence, detailed models are necessary in order to determine the correlation between the flow velocity and pressure fields, such as the k-ε model, used in this research. Many turbines are evaluated (i.e., positive displacement (PD), pump as turbine (PAT), propeller with volute at inlet, four blades tubular propeller and five blades tubular propeller) and sensitivity analyses, to the best configurations, are developed, as well as comparisons between performance curves. For the majority of the selected turbines, comparative analyses are developed between mathematical fluid dynamic simulations and results obtain from experimental tests, which allow showing the efficiency level of each adopted solution. Results are presented with the appropriate range variation associated to each turbine type and application.

Keywords: hydrodynamic, low power turbines, CFD, modelling, experimental tests.

AGRADECIMENTOS

Muitos são aqueles a quem deveria expressar os meus agradecimentos, no entanto na impossibilidade de a todos citar expresso a minha gratidão àqueles que mais directamente me prestaram o apoio necessário:

À Professora Doutora Helena Ramos, Professora Associada com Agregação do Instituto Superior Técnico, pelo incentivo e confiança, desde o primeiro momento, depositada na minha capacidade na elaboração e conclusão deste trabalho; pela preciosa colaboração e transmissão de valiosos ensinamentos sem os quais este trabalho não seria possível. Pelo apoio e total disponibilidade quer na orientação técnico-científica quer na revisão final desta tese.
E um especial agradecimento à simpatia sempre demonstrada e, sobretudo, à consideração, ao carinho e à amizade que se dignou dispensar-me. Muito Obrigada.

Ao Professor A. Borga pela disponibilidade no apoio à modelação e à construção da instalação experimental, pelos seus conhecimentos e motivação transmitida.

Aos projectos: HYLOW do 7th Framework Programme com o contacto nº 212423 e Projecto FCT PTDC/ECM/65731/2006.

À minha família todo o apoio incondicional, amizade, incentivo que sempre me transmitiram, e paciência para comigo nas horas de mau feitio.

A todo o pessoal de Pinhal Novo aqui vai o meu especial agradecimento.

À Kika pela sua força e amizade que me acompanham ao longo destes anos.

À Mariana pelo seu espírito humorista e racional.

Ao Zé Pedro e à Joana, pelo companheirismo e presença constante neste último ano, força equipa!

Ao Nuno, Toni, Maria, Carvalho, pela grande amizade e carinho que tiveram por mim todos estes anos.

Ao Fábio, pela sua ajuda e companheirismo.

Um especial agradecimento à Ana Ricardo pela sua amizade, força e ajuda que sempre me demonstrou.

Mas, serão sempre poucas as palavras com que expressarei a minha gratidão a todos quantos me ajudaram na concepção e elaboração desta tese.

LISTA DE PUBLICAÇÕES

Durante o período de realização do trabalho de investigação foram submetidos e aceites para publicação os seguintes artigos científicos:

1. Ramos, H. M., Borga, A., Simão, M., Almeida, A.B., Mello, M., Covas, D., Matos, J., Borges,J.T., Portela, M. 2009. Energy productions in water pipe systems: theoritical analysis for new design solutions. 1st Report project hylow. Grant agreement no. 212423 - 7FP.

2. Ramos, H. M., Borga, A., Simão, M. 2009. - Cost-effective energy production in water pipe systems: theoretical analysis for new design solutions. 33rd IAHR Congress. Water Engineering for a Sustainable Environment. Managed by EWRI of ASCE on behalf of IAHR. Vancouver, British Columbia, Canada, August 9-14.

3. Ramos, H. M., Borga, A., Simão, M. 2009. Energy production in water supply systems: computational analysis for new design solutions. IWEH. International Workshop on Environmental Hydraulics Theoretical, Experimental and Computational Solutions Valencia, 28th, 29th October.

4. Ramos, H. M., Borga, A., Simão, M. 2009. New design solutions of low power for energy production in water pipe systems. Water Science and Engineering, HOHAI University (aceite para publicação).

5. Simão, M., Ramos, H. M. 2009 - Análises 3D no funcionamento de micro-turbinas em sistemas de abastecimento, 9 SEREA, Seminário Iberoamericano Planificacion, Proyecto y Operacion de Sistemas de Abastecimiento de Agua, 24 a 27 Noviembre, Valência.

ÍNDICE DE TEXTO

1. Introdução 1

1.1. Enquadramento 1

1.2. Objectivos 2

1.3. Estrutura 3

2. Síntese de conhecimentos 5

2.1. Breve introdução 5

2.2. Máquinas hidráulicas 5

2.2.1. Fundamentos 5

2.2.2. Turbomáquinas 7

2.2.3. Máquinas Volumétricas 16

2.2.4. Bombas a funcionar como turbinas 22

2.2.5. Comparação entre máquinas hidráulicas 26

2.2.6. Semelhança de turbomáquinas 28

2.2.7. Potência de turbomáquinas 31

2.2.8. Cavitação em turbomáquinas 32

3. Concepção de máquinas hidráulicas 37

3.1. Introdução 37

3.2. Máquinas volumétricas 37

3.2.1. Bombas alternativas 37

3.2.2. Variabilidade de caudal em máquinas volumétricas 53

3.3. Turbinas hélice 54

4. Modelação matemática 57

4.1. Equações de Navier Stokes 57

4.2. Modelo de turbulência k-ε 63

4.3. Dinâmica de fluidos 67

4.3.1. Fundamentos 67

4.3.2. Definição da malha de cálculo 70

4.3.3. Condições de fronteira 71

4.3.4. Convergência da solução 72

4.4. Turbina de deslocamento positivo (PD) 73

4.4.1. Objectivo 73
4.4.2. Geometria e malha de cálculo 73
4.4.3. Resultados de simulação (CFD) 74
4.5. Hélice tubular com cinco pás 79
4.5.1. Considerações gerais 79
4.5.2. Geometria 79
4.5.3. Determinação da inclinação das pás 81
4.5.4. Definição da malha de cálculo 83
4.5.5. Resultados de simulação (CFD) 85
4.6. Hélice tubular com quatro pás 90
4.6.1. Malha de cálculo 90
4.6.2. Resultados de simulação (CFD) 91
4.7. Hélice com evoluta a montante 97
4.7.1. Geometria 97
4.7.2. Malha de cálculo 98
4.7.3. Resultados de simulação (CFD) 98
4.8. Bomba a funcionar como turbina (PAT) 102
4.8.1. Geometria 102
4.8.2. Definição da malha de cálculo 103
4.8.3. Resultados de simulação (CFD) 103
5. Modelação física 109
5.1. Turbina de deslocamento positivo (PD) 109
5.2. Hélice tubular 109
5.2.1. Breve descrição da instalação 109
5.2.2. Ensaios laboratoriais na hélice tubular 110
5.3. Hélice com evoluta a montante 115
5.4. Bomba a funcionar como turbina (PAT) 118
6. Comparação entre resultados de simulação e ensaios 121
6.1. Introdução 121
6.2. Turbina de deslocamento positivo (PD) 121
6.3. Hélice tubular com cinco pás 122

6.4. Hélice tubular com quatro pás 123
6.5. Hélice com evoluta a montante 125
6.6. Bomba a funcionar como turbina (PAT) 125
6.7. Resultados finais 126
7. Conclusões e Recomendações 131
7.1. Principais conclusões 131
7.2. Recomendações 133
Referências bibliográficas 135
ANEXOS 141
A – Bomba a funcionar como turbina 141
B – Concepção, modelação e geração da malha 145
B1 – Concepção das cinco turbinas estudadas 145
B2 – Geração da malha de cálculo 149
A 3 – Modelação das turbinas 155
C – Modelação matemática 159
C1 – Turbina de deslocamento positivo (PD) 159
C2 – Turbina hélice tubular com cinco pás 161
C3 – Turbina hélice tubular com quatro pás 163
C4 – Turbina hélice com evoluta 165
C5 – Bomba a funcionar como turbina 167
D – Hélice tubular com diâmetro de 200 mm 169
D1 – Hélice tubular com cinco pás 169
D2 – Hélice tubular com quatro pás 171
E – Modelação física 173
E1 – Hélice tubular com cinco pás 173
E2 – Hélice tubular com quatro pás 175

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 - Classificação das máquinas de fluxo. 6
Figura 2.2 – Esquema de troca de energia numa máquina hidráulica. 6
Figura 2.3 – Planta de uma turbina de acção, tipo Pelton. 8
Figura 2.4 – Rotores de turbinas de acção: (a) Pelton; (b) Turgo; (c) Cross-Flow. 9
Figura 2.5 - Esquema típico de uma turbina cross flow. 9
Figura 2.6 – Rotores da turbina de reacção: (a) radial, (b) diagonal, (c) axial. 11
Figura 2.7 – Corte de uma turbina de reacção do tipo Francis. 11
Figura 2.8 – (a) curvas de rendimento de alguns tipos de turbinas em função do caudal para rotação constante: hélice-1, Francis Rápida-2, Francis Lenta-3, Kaplan-4, Pelton-5; (b) curvas de rendimento ($\eta_t/\eta_{tmáx}$) em função da queda (H/H_0). 12
Figura 2.9 - Turbina Francis a trabalhar fora das condições de projecto. 12
Figura 2.10 – Campos de aplicação abrangidos pelas turbinas Pelton, Turgo, Francis, Kaplan e cross-flow. 13
Figura 2.11 – Rotores de bombas: (a) Rotor radial; (b) Rotor misto, (c) Rotor axial. 14
Figura 2.12 – Exemplo de rotor de dupla sucção. 15
Figura 2.13-Evoluta ou difusor de uma bomba. 15
Figura 2.14 – Cortes esquemáticos de bombas centrífugas: (a) vista lateral da evoluta e rotor em corte de uma bomba centrífuga; (b) vista frontal da evoluta e rotor em corte de uma bomba centrífuga; (c) evoluta de descarga centralizada com difusor fixo; (d) rotor fechado; (e) rotor semi-aberto; (f) rotor aberto. 16
Figura 2.15 – Curva característica de uma bomba. 17
Figura 2.16 – Bombas rotativas de um só rotor. 18
Figura 2.17 – Bombas rotativas com pelo menos dois rotores. 19
Figura 2.18 – Bomba alternativa de pistão. 20
Figura 2.19 – Bomba alternativa de êmbolo. 20
Figura 2.20 – Bomba de diafragma. 21
Figura 2.21 - Motor rotativo. 21
Figura.2.22 – Esquema sobre as várias fases/quadrantes possíveis de funcionamento de uma máquina hidráulica. 24
Figura.2.23 – Curvas características (a) de uma bomba e (b) de uma turbina. 24
Figura 2.24 - Comportamento de uma bomba como turbina. 25
Figura 2.25 – Curvas características da PAT para fluxo radial e misto 25
Figura 2.26 - Comportamento de uma bomba centrifuga e a faixa de operação que se obtém por intersecção das curvas de instalação com a curva da bomba. 27
Figura 2.27 - Curvas características de bombas centrífugas e de deslocamento positivo (PD): Caudal e rendimento versus pressão. 27
Figura 2.28 - Classificação típica de bombas. 28
Figura 2.29 – Rotor danificado pela cavitação. 33

Figura 3.1 – Esquema sobre as várias fases de ciclo do êmbolo. 38
Figura 3.2 – Movimento de um pistão dentro do corpo de uma bomba 39
Figura 3.3 – Relações constitutivas sobre o movimento linear do pistão 39
Figura 3.4 – Cilindro de duplo efeito (a), ciclo de trabalho do cilindro de duplo efeito (b). 44
Figura 3.5 – Bombas de êmbolo com câmara com ar: (a) duplo efeito, (b) êmbolo diferencial de simples efeito. 48
Figura 3.6 – Motor Wankel 49
Figura 3.7 – Posições gerais de completo isolamento da roda de deslocamento positivo. 49
Figura 3.8 – Geometria do motor. 50
Figura 3.9 – Efeito do factor K. 51
Figura 3.10 – Relação Volumétrica. 51
Figura 3.11 – Componentes de uma máquina de êmbolo rotativo (a), pormenorização do rotor (b) 52
Figura 3.12 – Diagrama em colina da turbina hélice com entrada de fluxo diagonal 55
Figura 4.1 – Representação da veia líquida. 58
Figura 4.2 – Geometria da turbina PD com as entradas e saídas do escoamento e o sentido de rotação do rotor. 74
Figura 4.3 – Malha gerada para a turbina de deslocamento positivo. 74
Figura 4.4 – Turbina de deslocamento positivo: variação da pressão e da velocidade de escoamento. 76
Figura 4.5 – Turbina de deslocamento positivo: variação da tensão tangencial e da intensidade de turbulência. 77
Figura 4.6 – Turbina de deslocamento positivo: Trajectórias no interior e junto à fronteira sólida (rotor e invólucro). 77
Figura 4.7 – Secções definidas em planos simétricos, para a análise da variabilidade da velocidade do escoamento à entrada e à saída da turbina. 78
Figura 4.8 - Variação da velocidade na turbina de deslocamento positivo: (a) no plano 1; (b) no plano 2. 78
Figura.4.9 – Periferia de uma pá de a uma turbina hélice. 79
Figura 4.10 – Vectores de velocidade absoluta, periférica relativa, numa hélice. 82
Figura.4.11 – Esquema da hélice inserida numa conduta. 84
Figura 4.12 – Malha criada para a hélice de cinco pás instalada numa conduta. 84
Figura 4.13 – Turbina hélice de 5 pás: (a) vectores de velocidade; (b) variação da pressão total. 87
Figura 4.14 – Turbina hélice de 5 pás: (a) variação da intensidade de turbulência; (b) variação da tensão tangencial. 88
Figura 4.15 – Turbina hélice de 5 pás: (a) variação das trajectórias; (b) vectores de velocidade na zona da hélice. 88
Figura 4.16 - Planos definidos para a análise da distribuição da velocidade no interior da turbina com 5 pás. 89
Figura 4.17 – Variação da velocidade do escoamento ao longo do diâmetro da conduta, obtido pelo CFD: (a) no plano definido por mc; (b) no plano definido por c. 89

Figura 4.18 - Variação da velocidade do escoamento ao longo do diâmetro da conduta, obtido pelo CFD: (a) no plano definido por mt; (b) no plano definido por jt. 90
Figura 4.19 - Variação da velocidade do escoamento ao longo do diâmetro da conduta, no plano definido por jjt. 90
Figura 4.20 – Malha gerada para a hélice de quatro pás. 90
Figura 4.21 – Turbina hélice tubular com 4 pás: (a) vectores de velocidade; (b) variação da pressão total. 92
Figura 4.22 – Turbina hélice com 4 pás: (a) variação da intensidade turbulenta; (b) variação da tensão tangencial. 92
Figura 4.23 – Turbina hélice com 4 pás: (a) trajectórias do escoamento; (b) vectores de velocidade do escoamento na hélice. 93
Figura 4.24 – Planos definidos para a análise da distribuição das velocidades instantâneas nas secções de medição com o Doppler. 93
Figura 4.25 – Variação da velocidade do escoamento ao longo do diâmetro da conduta transmitido pelo CFD: (a) no plano definido por mc; (b) no plano definido por c1; (c) no plano definido por c2. 94
Figura 4.26 - Variação da velocidade do escoamento ao longo do diâmetro da conduta: (a) no plano definido por mt; (b) no plano definido por jt. 94
Figura 4.27 - Variação da velocidade do escoamento ao longo do diâmetro da conduta, no plano definido por jjt. 95
Figura 4.28 – Malha definida para a hélice com 4 pás de eixo e curva invertidos. 95
Figura 4.29 - Turbina hélice com 4 pás de eixo e curva invertidos: (a) vectores de velocidade; (b) variação da pressão total. 96
Figura 4.30 - Turbina hélice com 4 pás de eixo e curva invertidos: (a) variação da intensidade turbulenta; (b) variação da tensão tangencial. 96
Figura 4.31 - Turbina hélice com 4 pás de eixo e curva invertidos: (a) trajectórias do escoamento; (b) vectores de velocidade na hélice. 97
Figura 4.32 – Geometria concebida no programa autocad para a hélice com evoluta. 97
Figura 4.33 – Malha gerada, para a hélice com evoluta, no programa GAMBIT. 98
Figura 4.34 – Turbina hélice com evoluta: (a) vectores de velocidade; (b) variação da pressão total. 99
Figura 4.35 – Turbina hélice com evoluta: (a) variação da intensidade de turbulência; (b) variação da tensão tangencial. 100
Figura 4.36 – Variação das linhas de corrente (m/s) na turbina hélice com evoluta. 100
Figura 4.37 - Planos para medição das velocidades instantâneas na hélice com evoluta. 101
Figura 4.38 - Variação da velocidade do escoamento na turbina hélice com evoluta: (a) no plano definido por (me); (b) no plano definido por (e2). 101
Figura 4.39 - Variação da velocidade do escoamento na turbina hélice com evoluta: (a) no plano definido por (e1); (b) no plano definido por (mt). 101

Figura 4.40 - Variação da velocidade do escoamento na hélice com evoluta: (a) no plano definido por (jt); (b) no plano definido por (jjt). 102
Figura 4.41 – Malha definida no programa GAMBIT. 103
Figura.4.42 – Diagrama de pressões totais (Pa) do escoamento na PAT. 104
Figura.4.43 – Vectores de velocidade do escoamento no interior da PAT (m/s). 105
Figura.4.44 – Vectores de velocidade do escoamento PAT (m/s). 105
Figura.4.45 – Diagramas de Intensidade de turbulência do escoamento (%). 105
Figura 4.46 – Tensão tangencial (Pa). 106
Figura 4.47 – Variação das linhas de corrente ao longo da evoluta, (m/s). 106
Figura 4.48 – Planos definidos para medição das velocidades instantâneas na PAT. 106
Figura 4.49 – Variação da velocidade na PAT: (a) no plano me; (b) no plano jt. 107
Figura 4.50 – Variação da velocidade na PAT: (a) no plano p2; (b) no plano p1. 107
Figura 4.51 – Variação da velocidade na PAT no plano p3. 107
Figura 5.1 – Esquema da instalação da turbina de deslocamento positivo (em curso). 109
Figura.5.2 – Instalação da turbina hélice tubular. 110
Figura 5.3 – Esquema e fotos da Instalação: (a) provete vertical; (b) provete horizontal; (c) pormenores da instalação. 111
Figura 5.4 – Separação da camada limite e perfis de velocidades. 112
Figura 5.5 - Triângulos de velocidade de entrada e de saída no eixo e na periferia de uma pá 116
Figura 5.6 – Turbina hélice com evoluta a montante: (a) dimensões gerais (mm); (b) modelo laboratorial. 117
Figura 5.7 – Instalação laboratorial adaptada para a turbina hélice com evoluta. 118
Figura 5.8 – Instalação da bomba como turbina. 119
Figura 5.9 – Bomba a funcionar como turbina: (a) rotor de fluxo misto semi-aberto (b); evoluta da bomba 119
Figura 6.1 – Variação da velocidade obtidos por modelação matemática (CFD): (a) montante da curva; (b) montante da roda; (c) jusante da roda. 125
Figura 6.2 – Perfil de velocidades obtidos por ensaios experimentais: (a) montante da curva; (b) montante da roda; (c) jusante da roda. 125
Figura 6.3 – Configuração da bomba como turbina (a); evoluta de estudo para simulação do CFD (b). 126
Figura 6.4 – Esquema de um sistema adutor com a implementação de uma central mini-hídrica. 127
Figura 6.5 – Esquema de uma central micro-hídrica instalada na câmara de válvulas a montante de um reservatório de distribuição de água para consumo humano. 128
Figura A 1 - Curvas características de uma PAT, actualmente existente, para N=1520 rpm e D_{ext}=142mm. 141
Figura A 2 - Curvas características de uma PAT, actualmente existente, para N=1520 rpm e D_{ext}=176mm. 142
Figura A 3 - Dimensões da PAT para D_{ext}=142 mm. 143
Figura A 4 - Dimensões da PAT para D_{ext}=176 mm. 144

Figura B 1 - Hélice definida como um único objecto. 146
Figura B 2 - Hélice com evoluta a montante: (a) dimensões da evoluta em planta; (b) componentes: Hélice, evoluta e difusor; (c) volume ocupado pelo fluido. 146
Figura B 3 - Várias etapas de concepção da hélice tubular. 147
Figura B 4 - Concepção da bomba como turbina: (a) evoluta e encurvadura das pás em planta (mm); (b) bomba e volume ocupado pelo fluxo. 147
Figura B 5 - Figura resultante dos pontos referentes às peças do rotor. 148
Figura B 6 - Turbina de deslocamento positivo (PD): (a) representação da turbina; (b) volume ocupado pelo fluido. 149
Figura B 7 - Figura ilustrativa das várias etapas necessárias para a criação de uma *Size Function*, (a) comando *create Size Function,* (b) criação de uma *Size Function* com base em faces fixas, (c) criação de uma *Size Function* com base em faces malhadas. 151
Figura B 8 - Esquema de procedimentos dos comandos disponíveis no modelo GAMBIT, para a elaboração de uma malha numa superfície ou objecto. 152
Figura B 9 - - Comando para criar malha no volume segundo uma função de distribuição anteriormente definida. 152
Figura B 10 - Definição das condições de fronteira: (a) definição das fronteiras associadas a cada face, (b) definição do tipo de fronteira ou domínio associada ao fluido ou sólido. 153
Figura B 11 - Turbina hélice com quatro pás importada pelo programa autocad. 154
Figura B 12 - Posição do eixo de coordenadas: (a) selecção da figura geométrica; (b) posição do eixo de rotação da roda. 154
Figura B 13 - - Etapas da geração da malha de cálculo na turbina: (a) selecção das faces mais condicionantes; (b) criação da malha nas faces seleccionadas; (c) selecção do volume, após definida a função distribuição; (d) definição completa da malha no volume. 155
Figura B 14 - Selecção das condições de fronteira: (a) face definida por *Pressure_inlet* (indicada a vermelho); (b) face definida por *Pressure_outlet* (indicada a vermelho); (c) faces definidas como *Wall* (todo o volume menos a hélice e o eixo); (d) faces definidas como *Wall* (hélice e eixo seleccionados). 155
Figura B 15 - Condições de fronteira: (a) selecção da fronteira definida como hélice; (b) especificação da velocidade de rotação referente à fronteira hélice. 156
Figura B 16 - Selecção da condição de fronteira *fluid* como especificação *Water-liquid*. 156
Figura B 17 - Método iterativo, equivalente a todas as turbinas. 157
Figura D 1 - Hélice com cinco pás: (a) variação de vectores de velocidade; (b) pressão total (Pa). ..169
Figura D 2 - Hélice com cinco pás: (a) variação de intensidade de turbulência (%); (b) tensão tangencial (Pa). 169
Figura D 3 - Trajectórias pela magnitude das velocidades (m/s). 169
Figura D 4 - Hélice com quatro pás: (a) variação de vectores de velocidade; (b) pressão total (Pa). 171
Figura D 5 - Hélice com quatro pás: (a) variação de intensidade de turbulência (%); (b) tensão tangencial (Pa). 171

Figura D 6 - Trajectórias pela magnitude das velocidades (m/s).....171

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 2.1 – Curva característica de rendimento de uma turbina cross-flow 10
Gráfico 3.1 – Gráfico x/r em função de ωt (º), para várias relações entre o comprimento da biela (b) e o raio (r), e para o movimento harmónico simples (MHS) (RAMOS et al., 2009). 42
Gráfico 3.2 – Gráfico v/ωr em função de ωt (º), para várias relações entre o comprimento da biela (b) e o raio (r), e para o movimento harmónico simples (MHS) (RAMOS et al., 2009). 42
Gráfico 3.3 – Gráfico a/w^2r em função de ωt (º), para várias relações entre o comprimento da biela (b) e o raio (r), e para o movimento harmónico simples (MHS) (RAMOS et al., 2009).....42
Gráfico 3.4 – Variação do caudal e do binário num cilindro de funcionamento simples (RAMOS et al., 2009).....43
Gráfico 3.5 – Variação do caudal e do binário num cilindro de duplo efeito ou dois cilindros de efeito simples, desfasados de 180º (RAMOS et al., 2009). 44
Gráfico 3.6 - Variação do caudal e do binário com dois e três pistões de duplo ou simples efeito desfasados de 90º e 120º respectivamente (RAMOS et al., 2009). 45
Gráfico 3.7 – Variabilidade do caudal na turbina PD. 53
Gráfico 3.8 – Exemplo da modelação da pá da turbina hélice, para condições de rendimento máximo. 55
Gráfico 4.1 – Exemplo de um processo iterativo. 72
Gráfico 4.2 – Variação do rendimento com a velocidade de rotação e da queda útil. 75
Gráfico 4.3 - Variação do caudal com a perda de carga e com a potência mecânica.....75
Gráfico 4.4 – Variação do coeficiente de queda e caudal e do rendimento para diferentes velocidades de rotação da turbina de deslocamento positivo (PD). 76
Gráfico 4.5 – Parâmetros associados ao perfil da pá de uma hélice (a); 83
Gráfico 4.6 – Perfis da pá de uma turbina hélice. 83
Gráfico 4.7 – Curvas características do rendimento e da queda útil em função do caudal, para a turbina hélice tubular: (a) com diâmetro de 100 mm; (b) com diâmetro de 200 mm. 86
Gráfico 4.8 – Curvas características de queda útil e da potência mecânica em função do caudal para a turbina hélice tubular: (a) com diâmetro de 100 mm; (b) com diâmetro de 200 mm. 86
Gráfico 4.9 – Variação de desempenho da hélice com 5 pás para diferentes velocidades de rotação.....86
Gráfico 4.10 – Variação do rendimento e do coeficiente de queda com o coeficiente de caudal, para várias velocidades de rotação na hélice de 4 pás. 91
Gráfico 4.11 – Variação do coeficiente de caudal e do rendimento com o coeficiente de queda para diferentes velocidades de rotação da hélice com evoluta. 99
Gráfico 4.12 – Evolução da eficiência e do coeficiente de queda com o coeficiente de caudal.....104
Gráfico 5.1 – Perfil de velocidade a montante da curva para as duas posições do provete. 111
Gráfico 5.2 - Perfil de velocidade na curva para as duas posições do provete. 112
Gráfico 5.3 - Perfil de velocidade a montante da roda para as duas posições do provete. 113
Gráfico 5.4 - Perfil de velocidade a jusante da roda para as duas posições do provete. 113

Gráfico 5.5 - Perfil de velocidade a jusante da zona da turbina para as duas posições do provete. ..114
Gráfico 5.6 – Curvas características da hélice tubular com 4 pás para diferentes velocidades de rotação. ..114
Gráfico 5.7 - Curvas características da hélice tubular com 5 pás para diferentes velocidades de rotação. ..115
Gráfico 5.8 - Curva característica da hélice com evoluta a montante. ..117
Gráfico 5.9 – Variação experimental do rendimento e coeficiente de queda com o coeficiente de caudal. ..119
Gráfico 6.1 – Curvas características da turbina PD adimensionalizadas por Qo e No para diferentes velocidades de rotação. ..121
Gráfico 6.2 – Curvas características adimensionalizadas com Qo e No, da turbina de cinco pás para várias velocidades de rotação. ..122
Gráfico 6.3 - Comparação entre curvas características adimensionais de simulação e de ensaios para uma velocidade de rotação de 200 rpm. ..122
Gráfico 6.4 - Comparação entre curvas características adimensionais de simulação e de ensaios para uma velocidade de rotação de 100 rpm. ..123
Gráfico 6.5 – Curvas características adimensionais da hélice com quatro pás para diferentes velocidades de rotação. ..123
Gráfico 6.6 - Comparação entre curvas características adimensionais de simulação e de ensaios para uma velocidade de rotação de 70 rpm. ..124
Gráfico 6.7 – Comparação entre curvas características adimensionais de simulação e de ensaios para uma velocidade de rotação de 200 rpm. ..124
Gráfico 6.8 – Comparação entre ensaios experimentais e computacionais. ..125
Gráfico 6.9 – Desempenho e comparação entre análises experimentais e computacionais da bomba a funcionar como turbina. ..126
Gráfico C 1 - Curvas características da turbina de deslocamento positivo para quatro velocidades de rotação. ..160
Gráfico C 2 - Curvas características da hélice com cinco pás para quatro velocidades de rotação. ..162
Gráfico C 3 - Curvas características da hélice com quatro pás para três velocidades de rotação. ..164
Gráfico C 4 - Curvas características da hélice com evoluta para três velocidades de rotação. ..166
Gráfico C 5 - Curvas características da bomba a funcionar como turbina para três velocidades de rotação. ..168

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 - Características de funcionamento de uma bomba como turbina 25
Tabela 2 - Variação de caudal: $\varepsilon = (Q_{max}-Q_{min})/Q_{med}$. 53
Tabela 3 – Determinação das características geométricas das pás da turbina hélice. 82
Tabela 4 – Desenvolvimento dos perfis da pá de uma hélice. 83
Tabela 5 – Campo de aplicação de cada turbina baseado em resultados de simulação CFD. 128
Tabela B 1 - Tabela auxiliar correspondente ao desenvolvimento da turbina de deslocamento positivo (PD). 148
Tabela C 1 - Valores de referência para a turbina de deslocamento positivo (PD). 159
Tabela C 2 - Coeficientes de queda e de caudal, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 96 rpm. 159
Tabela C 3 - Coeficientes de queda e de caudal, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 143 rpm. 160
Tabela C 4 - Coeficientes de queda e de caudal, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 191 rpm. 160
Tabela C 5 - Coeficientes de queda e de caudal, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 287 rpm. 160
Tabela C 6 - Valores de referência para a turbina hélice tubular com cinco pás. 161
Tabela C 7 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 860 rpm. 161
Tabela C 8 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 955 rpm. 161
Tabela C 9 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 1146 rpm. 162
Tabela C 10 - Valores de referência para a turbina hélice tubular com quatro pás. 163
Tabela C 11 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 70 rpm. 163
Tabela C 12 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 200 rpm. 164
Tabela C 13 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 295 rpm. 164
Tabela C 14 - Valores de referência para a turbina hélice com evoluta. 165
Tabela C 15 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 900 rpm. 165
Tabela C 16 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 1146 rpm. 166
Tabela C 17 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 1671 rpm. 166
Tabela C 18 - Valores de referência para a bomba como turbina. 167

Tabela C 19 - Coeficientes de queda e de caudal, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 800 rpm. 167
Tabela C 20 - Coeficientes de queda e de caudal, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 1000 rpm. 167
Tabela C 21 - Coeficientes de queda e de caudal, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 1500 rpm. 168
Tabela D 1 - Valores de referência para a turbina hélice de cinco pás, com D=200mm. 170
Tabela D 2 - Valores de referência para a turbina hélice de quatro pás, com D=200mm. 172
Tabela E 1 - Valores experimentais para a turbina hélice. 173
Tabela E 2 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 100 rpm. 173
Tabela E 3 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 200 rpm. 173
Tabela E 4 - Valores experimentais para a turbina hélice. 175
Tabela E 5 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 70 rpm 176
Tabela E 6 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 200 rpm. 176
Tabela E 7 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 300 rpm. 177

SIMBOLOGIA

a – Aceleração da gravidade (m/s^2); aceleração do pistão (m/s^2); Aceleração do pistão (m/s^2)

A – Área útil (m^2)

A' – Área útil no protótipo (m^2)

a_p – Ângulo ocupado pela pá (rad/s) (=360/nº de pás)

b – Comprimento da biela (m)

c – Velocidade periférica ou velocidade de transporte (m/s)

c' – Velocidade periférica no protótipo (m/s)

$C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ e C_μ – Constantes determinadas experimentalmente com ar e água afectados pelo atrito, em fluxos homogéneos e turbulência isotrópica.

C_f – Centro da circunferência do círculo fixo (m)

C_r – Centro de circunferência do círculo rolante (m)

D – Densidade da água (kg/m^3); Diâmetro da tubagem ou diâmetro exterior das pás (m)

d – Diâmetro do veio das pás (m)

d/D – Quociente entre o diâmetro do veio e o diâmetro do tubo (m)

D' – Diâmetro da tubagem ou diâmetro exterior das pás no protótipo (m)

E – Excentricidade (m)

F_p – Força axial aplicada no pistão (KN)

F_G - Forças de massa (KN)

F_S – Forças de contacto (KN)

F_I- Forças de inércia (KN)\

g – Aceleração da gravidade (m/s^2)

G – Taxa de geração de turbulência

H – Queda útil ou altura total de elevação (m)

H_o – Queda nominal (m)

H_s – Altura de aspiração (m)

H_u – Queda útil (m);

I – Intensidade de turbulência (%)

K – Constante de velocidade do vórtice livre à saída das pás; Factor de caracterização ou relação volumétrica

k – Energia cinética turbulenta (m^2/s^2)

L – Comprimento da extremidade da pá medida no plano (m)

M – Binário ou momento (N.m); Massa líquida (kg)

N – Velocidade de rotação (rpm)

N_0 – Velocidade de rotação nominal (rpm)

NPSH – carga absoluta útil na aspiração (m)

n_s – Velocidade específica de rotação (rpm)

n_{spt} – Número específico de rotações ou velocidade específica (rpm) com (m, kW)

n_{sqt} – Número específico de rotações ou velocidade específica (rpm) com (m, m^3/s)

P – Ponto gerador; Potência (W; Potência consumida pela bomba (CV)

p_0 – Pressão total (Pa)

p_{abs} – Pressão absoluta (Pa)

p_{atm} – Pressão atmosférica local (Pa)

p_d – Pressão dinâmica (Pa)

P_h – Potência hidráulica (W)

P_k - Produção de turbulência devido às forças viscosas e de flutuabilidade

P_{mec} – Potência mecânica (W)

p_{min} – Pressão mínima (Pa)

p_{op} – Pressão de funcionamento ou operacional (Pa)

p_s – Pressão estática; pressão no eixo da secção da flange de aspiração (Pa)

p_v - Pressão do vapor circulante à temperatura do fluido (Pa)

Q – Caudal escoado (m^3/s)

Q_o – Caudal nominal (correspondente ao ponto de máxima eficiência da turbina) (m^3/s)

r – Comprimento da manivela (m); Raio entre a extremidade da pá e a periferia do veio ou raio da roda (m)

r_c – Razão de compressão

r_e – Raio exterior das pás (m)

R_f – Raio do círculo fixo ou directriz (m)

R_g – Distância do ponto gerador (m)

r_h – Raio de cada pá (m)

r_i – Raio interior das pás (m)

R_r – Raio do círculo gerador ou rolante (m)

S – Secção transversal do escoamento ou secção útil (m^2)

S_{total} – Secção total (m^2)

S_{veio} – Secção do veio (m^2)

$u_{i,j}$ – Componentes da velocidade do escoamento (m/s)

v – Velocidade de deslocamento e do escoamento (m/s)

V_c – Volume morto (m^3)

V_{cc} – Volume compreendido na bolsa do flanco (m^3)

V_d – Volume deslocado pelo pistão (m^3)

V_{max} – Volume máximo ocupado pelo fluido (m^3)

V_{min} – Volume mínimo ocupado pelo fluido (m^3)

v_{ref} – Velocidade de referência (m/s)

V_t – Volume total (m^3)

x – Ponto médio entre os extremos do pistão (m)

x_1 , x_2, y_2 – Coordenadas referentes ao comprimento da extremidade da pá (m)

x_c, y_c – Centro do raio de cada pá (m)

z – Cota geométrica (m)

Π - Coeficiente de potência

η – Rendimento ou eficiência de uma máquina (%)

η_B – Rendimento da bomba (%)

η_t – Rendimento da turbina (%)

η_v – Rendimento volumétrico da bombas (%)

μ – Viscosidade dinâmica (Pa·s)

μ_t – Viscosidade turbulenta (Pa·s)

σ_i – Componentes da tensão na fronteira (KN/m^2)

τ_{ij} – Tensor das tensões

$\forall$ - Volume qualquer (m^3)

α – Quantidade de movimento de uma partícula ($KN/(m^2 s)$)

α_{1e} – Inclinação do bordo de montante das pás junto da tubagem exterior (º)

α_{1i} – Inclinação do bordo de montante das pás junto do veio das pás (º)

α_{2e} – Inclinação do bordo de jusante das pás junto da tubagem exterior (º)

α_{2i} – Inclinação do bordo de jusante das pás junto do veio das pás (º)

γ – Peso volúmico do fluido (KN/m^3)

ΔH – Perda de carga (m)

δ_{ij} – Símbolo de Kronecker.

ε – Taxa de energia dissipada (m^2/s^3)

θ – Ângulo formado pelo eixo da manivela (º)

λ – Segunda viscosidade (Pa·s)

ρ – Massa volúmica (KN/m^3)

σ – Coeficiente Thoma; Tensor das tensões (Pa)

σ_k, σ_ε – Variáveis turbulentas de Prandtl

ϕ – Coeficiente de caudal

ψ – Coeficiente de queda

ω – Velocidade angular (rad/s)

ν – Viscosidade cinemática da água (m^2/s)

ACRÓNIMOS

BEP – Ponto óptimo de funcionamento (Best efficiency point)

CFD – Dinâmica computacional de fluidos (Computational Fluid Dynamics)

MHS – Movimento harmónico simples

NPSH – Net Positive Suction Head

PAT – Bomba a funcionar como turbina

PD – Deslocamento positivo

PMI – Ponto morto inferior

PMS – Ponto morto superior

VRP – Válvulas redutoras de pressão

1. Introdução

1.1. Enquadramento

Na procura de soluções inovadoras, para o projecto do aproveitamento de energia hídrica, tem-se verificado uma evolução constante da tecnologia em termos de equipamentos hidromecânicos a utilizar. Os conversores de energia têm-se tornado cada vez mais eficientes e adequados a diferentes cenários de aplicação. Na Europa, as energias renováveis ocupam um papel fundamental constituindo um alvo importante do conhecimento actual. Contudo é notória a falta de equipamentos hidromecânicos associados às pequenas potências. Estes dispositivos, normalmente com energia inferior a 100 kW, são usualmente conhecidos por micro-hídricas e constituem uma alternativa económica vantajosa, em termos de aproveitamento hidroeléctrico em sistemas hidráulicos, em relação às estruturas dissipadoras. Embora cada local tenha as suas características específicas, a utilização de turbomáquinas normalizadas, de baixo custo de investimento e de fácil concepção constitui uma solução viável. Há equipamentos hidromecânicos que são soluções competitivas de produção de energia tanto em termos económico, tecnológico e ambiental quando comparados com outras formas de produção de energia baseada em recursos fósseis ou mesmo renováveis. Com a criação de novos equipamentos, importa ter o cuidado em não comprometer a qualidade tecnológica, o que poderia afectar o sucesso na sua aplicação, no desempenho e na viabilidade da solução. Com efeito, a tecnologia das turbinas aplicáveis a baixas quedas tem sido negligenciada, nomeadamente em rios com pequeno caudal e em sistemas hidráulicos em pressão que apresentam um caudal garantido todo o ano e que não é aproveitado.

No que respeita aos interesses industriais, as turbinas axiais, têm vindo a ocupar um papel bastante atractivo a nível do progresso e do interesse de diversos investigadores, devido à sua produção energética que atende em média valores entre 500 kW a 10 MW. Para baixas quedas e grandes caudais, estas turbinas têm sido a melhor escolha e a sua optimização, sob o ponto de vista de desempenho, tem servido de objecto de estudo, permitindo modernizar a forma das pás conduzindo a valores máximos de rendimento superiores a 90%.

Esta procura energética e financeira tem sido bastante conservadora no que respeita ao desenvolvimento de micro turbinas quando comparada com outras de maior potência. Com o intuito de promover e desenvolver futuras áreas de exploração de energia, nomeadamente em países em vias de desenvolvimento e em zonas rurais ou isoladas, a aplicação de micro hídricas pode facilitar e promover a economia nestes locais, assim como o processo de fabrico e a criatividade para novas soluções.

Deste modo, o objectivo deste estudo consiste em desenvolver soluções viáveis com análises de optimização hidrodinâmica, para turbinas de pequena potência (i.e., micro-hídricas), de construção mecânica simplificada. A semelhança entre turbomáquinas permite estimar condições de funcionamento a partir de outras conhecidas para o mesmo tipo de turbina. Contudo, verifica-se que o comportamento do sistema como um todo difere em função da escala adoptada, de parâmetros característicos, da configuração da roda e das pás.

As turbomáquinas podem desempenhar a função de bomba ou turbina consoante o sentido da velocidade de rotação e as características à entrada e à saída da roda. No funcionamento como bomba, a máquina recebe de um motor eléctrico energia que transmite mecanicamente ao seu veio, para fornecer energia ao escoamento, e no funcionamento como turbina, a máquina recebe energia do escoamento e fornece a energia mecânica ao exterior, a um gerador, permitindo a produção de energia eléctrica.

Em sistemas hidráulicos (e.g., abastecimento, rega, drenagem) são muitas vezes utilizados dispositivos de controlo e uniformização da pressão, denominados de válvulas redutoras de pressão, câmaras de perda de carga ou outras estruturas dissipadoras. Sempre que exista energia do escoamento em excesso, havendo necessidade de ter que a dissipar por razões de segurança e operacionalidade, sugere-se uma solução de aproveitamento de energia, utilizando para esse efeito, uma turbina hidráulica devidamente adequada às condições de funcionamento.

Os conversores de energia destinados a aproveitar energia do escoamento são concebidos de forma a transformar essa energia hidráulica em energia mecânica, através de um veio em rotação, que acciona, por sua vez, um gerador eléctrico. Nessas transformações verificam-se perdas de energia. Estas perdas podem ocorrer quer no próprio escoamento ao atravessar a turbina, devido à viscosidade, turbulência e fugas, quer nas transmissões mecânicas, devido ao atrito e que devem ser minimizadas.

1.2. Objectivos

Com o objectivo de promover a utilização do aproveitamento de energia associado a pequenas potências a instalar (i.e., baixas quedas e/ou caudais), pretende-se analisar a hidrodinâmica do escoamento através de turbinas especificamente adequadas a essas aplicações, com vista a possíveis implementações em sistemas reais existentes, para a melhoria da sua eficiência energética. As condições de aplicação de micro-hídricas constituem um potencial energético disponível não desprezável, com características que se podem associar às energias renováveis de baixo custo e de fácil implementação, que permitem solucionar o fornecimento de energia a pequenas zonas rurais ou isoladas, aproveitando o potencial hidráulico disponível em sistemas de abastecimento. A sua aplicabilidade poderá também estender-se a outras zonas, como fonte de energia para o accionamento de válvulas de comando eléctrico, ou equipamentos hidromecânicos de estações elevatórias ou estações de tratamento.

Tendo como finalidade conceber e dimensionar turbinas para baixas potências, sem que daí advenham perdas de rendimento significativas, procede-se ao levantamento das soluções existentes e de análises a possíveis adaptações na compreensão da dinâmica do escoamento e da sua interacção com as diferentes turbinas a seleccionar. Com base em modelos matemáticos e físicos associados à interacção entre as condições de escoamento e a rotação do rotor, procede-se à avaliação do comportamento de máquinas alternativas volumétricas e de turbomáquinas na conversão de energia. Condicionalismos como a dimensão, a estabilidade, a eficiência e a garantia das condições permanentes de fluxo orientam a investigação para a obtenção de novas soluções. As turbinas volumétricas e as turbomáquinas, são alvo de uma componente fundamental desta

investigação, baseada no princípio associado ao funcionamento de bombas e de rodas diagonais e axiais (e.g., sem distribuidor e algumas sem evoluta).

Tendo em consideração as restrições associadas ao tipo de implementação e de turbina a seleccionar, pretende-se proceder à concepção, estudar o desempenho e a eficiência de novas micro-hídricas, especificamente do tipo volumétrica rotativa, baseada no princípio associado ao motor Wankel, e do tipo axial ou mista. Para avaliar o comportamento hidrodinâmico do escoamento, sob diversas condições de funcionamento, é necessário criar modelos específicos e utilizar modelos de cálculo avançado 3D (CFD), para desenvolver análises de sensibilidade a diferentes configurações de máquinas e rotores adequadas a diferentes campos de aplicação. Juntamente com metodologias teóricas baseadas em componentes de matemática e física, pretende-se compreender o fenómeno hidrodinâmico nas turbinas seleccionadas, sob diversas modificações geométricas, cinemáticas e dinâmicas, para diferentes parâmetros característicos (i.e., queda útil, velocidade de rotação, caudal).

Este estudo pretende dar uma contribuição para possíveis novas configurações de turbinas de baixa potência, como forma de poder dar alguma resposta à escassez actual do mercado. Uma análise detalhada a diversos parâmetros ajuda na determinação da melhor escolha, dependendo do local e das condições disponíveis do sistema a analisar. Com vista a uma maior fiabilidade das soluções a adoptar é desenvolvida uma vasta investigação em laboratório, para diferentes condições de funcionamento, com análises comparativas entre simulações e ensaios.

1.3. Estrutura

O presente trabalho encontra-se estruturado em sete capítulos e cinco Anexos associados. Ao primeiro capítulo introdutório (Capítulo 1) segue-se o Capítulo 2, onde se efectua uma extensa revisão bibliográfica dos temas que servem de base aos fundamentos teóricos e que compreende: (i) uma síntese de conhecimentos de todos os tipos de máquinas hidráulicas, incluindo as volumétricas e as turbomáquinas, vantagens e desvantagens; (ii) a teoria elementar da semelhança entre turbomáquinas, triângulos de velocidade e velocidades específicas; (iii) avaliação da potência mecânica e do rendimento de turbomáquinas; (iv) a preocupação associada à ocorrência de cavitação em turbomáquinas.

No Capítulo 3 apresentam-se os diferentes tipos de máquinas volumétricas alternativas através da caracterização matemática do movimento associado e da variabilidade do caudal, como parâmetro fundamental quando se está a pensar aplicar em sistemas de abastecimento já existentes. O estudo evidencia as máquinas de deslocamento positivo, em particular a inspirada no motor Wankel, porque se apresentar como a melhor solução.

No Capítulo 4 apresenta-se a modelação matemática dos escoamentos baseados nas equações de Navier-Stokes, no modelo de turbulência k-ε e na modelação da concepção das turbinas. Efectua-se uma caracterização das configurações das rodas, da geração das malhas de cálculo, baseado no método dos elementos finitos e no modelo de cálculo matemático utilizado na modelação hidrodinâmica do funcionamento e interacção entre o escoamento e as condições de fronteira, em particular as pás da roda.

O Capítulo 5 diz respeito à modelação das curvas características de cinco variantes de turbinas com base em parâmetros adimensionais para comparação do comportamento entre turbinas. A modelação física compreende a obtenção de resultados experimentais relativos a ensaios laboratoriais em quatro das variantes seleccionadas. São descritas as instalações e as condições de funcionamento para cada situação analisada.

No Capítulo 6 avalia-se o comportamento das várias turbinas analisadas e procede-se à sua comparação entre os resultados das simulações e os ensaios. Este capítulo inclui a representação de um quadro resumo com os diversos parâmetros característicos para as condições de rendimento óptimo e campo de aplicação e orientações para projecto.

No Capítulo 7 são apresentadas uma síntese e as conclusões gerais do estudo assim como algumas orientações para trabalhos futuros.

2. Síntese de conhecimentos

2.1. Breve introdução

Neste capítulo é desenvolvido um trabalho exaustivo sobre a investigação aplicada às máquinas hidráulicas e suas componentes, condições de operação e principais características, assim como os fenómenos decorrentes do seu funcionamento. São também salientados os conceitos básicos da dinâmica de rotores que permitem definir as particularidades em termos de interacção com o escoamento e consequências práticas.

Desde a antiguidade que o homem se defronta com problemas fundamentais, como deslocar um fluido de um local para outro e utilizar a sua energia para accionar dispositivos mecânicos capazes, não só de substituir o processo manual, como realizar trabalhos cuja magnitude pudesse superar grande parte das actividades humanas (MACINTYRE, 1983). Assim, o progresso tecnológico e científico tornou realizável a transformação da energia hidráulica em energia eléctrica, graças à qual foi possível chegar a um grau de avanço e conforto hoje em dia explorado por grande parte da humanidade.

Como nem sempre as condições topográficas são favoráveis ao escoamento por gravidade, é necessário muitas vezes recorrer a determinados equipamentos para deslocá-la até certos locais. Deste modo, a dificuldade de conduzir a água de um local para outro, levou à imaginação e à criatividade de investigadores a fabricar dispositivos engenhosos, capazes de escoar um fluido de uma cota topográfica para outra, facilitando a sua distribuição. Com a evolução desses equipamentos, foi possível o deslocamento de líquidos entre consideráveis desníveis topográficos e a grandes distâncias, (MACINTYRE, 1983). Foi desta forma que surgiram as máquinas motoras e as máquinas receptoras conhecidas pelo nome de máquinas hidráulicas, capazes de atender às mais variadas exigências de caudal, altura de elevação, queda, pressão, potência, tipo de fluido e temperatura. A nora Chinesa, também conhecida como um dispositivo engenhoso constituído por uma roda dotada por alcatruzes, destinada a elevar a água para canais de irrigação. No Cairo, cerca de 3000 anos a.C, no poço de Josephus, existia um sistema de correntes e vasos para retirar água de um poço constituído por duas plataformas com cerca de 100 metros de profundidade. Arquimedes (287-212 a. C.) inventou a primeira bomba de parafuso e Ctesibus (270 a.C.) propôs a bomba de êmbolo (MACINTYRE, 1983).

No campo das máquinas hidráulicas, a tecnologia e o apoio científico permitiram a concepção de uma grande variedade de máquinas, em geral conhecidas pelo seu papel preponderante de transformação de energia hidráulica em energia mecânica.

2.2. Máquinas hidráulicas

2.2.1. Fundamentos

As máquinas hidráulicas promovem trocas entre energia mecânica e hidráulica sob dois processos de transformação de energia, dependendo do sentido de transmissão, nomeadamente sob

a forma de bombas ou de turbinas. A sua origem provém das máquinas de fluxo, Figura 2.1 cuja principal função é fornecer ou extrair energia de um fluido de modo contínuo (CARROCI, 2001).

Estas máquinas apresentam diversas características complexas que permitem diferenciá-las e classificá-las sob diversos aspectos. Do ponto vista mecânico, as máquinas hidráulicas podem classificar-se em turbomáquinas hidráulicas e máquinas volumétricas, como se apresenta no Figura 2.1. Neste tipo de engenhos, sejam eles bombas, turbinas, rodas hidráulicas ou bombas alternativas, a variação da massa volúmica do fluido durante o escoamento é desprezável, ou seja, o fluido é praticamente incompressível.

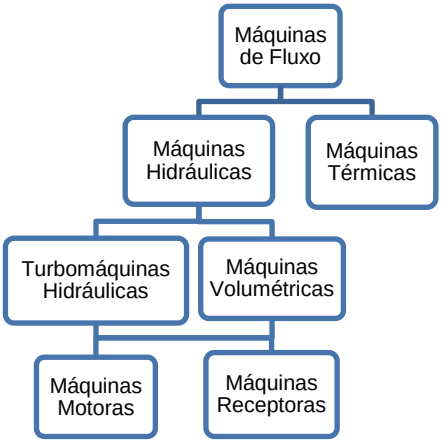


Figura 2.1 - Classificação das máquinas de fluxo (adaptado de CARROCI, 2001).

As máquinas hidráulicas são dispositivos colocados nos circuitos hidráulicos, com a finalidade de promover a troca de energia hidráulica do escoamento, em energia mecânica, fornecida ou cedida ao/pelo sistema. De forma a compreender estas operações e o conceito geral das máquinas hidráulicas esquematiza-se na Figura 2.2, as principais trocas de energia exercidas por este tipo de dispositivos.

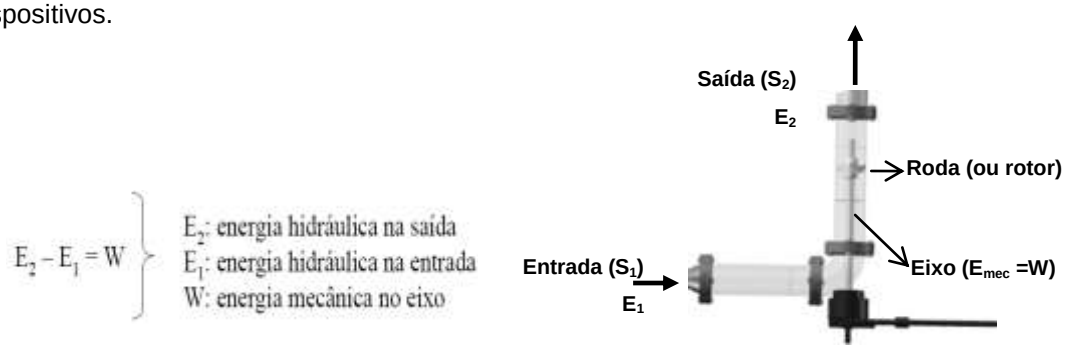


Figura 2.2 – Esquema de troca de energia numa máquina hidráulica.

Tal como se observa na Figura 2.2, o fluxo entra na turbina a partir da envolvente (S_1) passando pela roda, uma vez que é influenciado pela rotação do rotor e eixo, saindo por (S_2).

2.2.2. Turbomáquinas

As turbomáquinas hidráulicas são máquinas nas quais o movimento do fluido é executado por forças, que se desenvolvem na massa fluida, geradas pelas pás do rotor (ou roda) em consequência da sua rotação. Estes equipamentos podem-se classificar em motoras (turbinas hidráulicas e rodas hidráulicas), onde o fluido exerce trabalho através do veio do rotor e em receptoras (bombas e ventiladores), que se comportam de modo inverso. Como introdução base à classificação destes dois grandes grupos é importante abordar o papel das turbinas e das bombas no processo de transmissão de energia. As turbinas recebem energia hidráulica proveniente de uma queda disponível, transformando-a em energia mecânica e posteriormente em energia eléctrica através de um gerador. Por sua vez, as bombas transformam a energia mecânica, associada aos motores, em energia hidráulica, permitindo assim o transporte ou elevação de fluidos a diferentes desníveis topográficos e distâncias tanto em sistemas de abastecimento como de rega (BASSO, 2003).

- **Máquinas motoras**

A respeito das máquinas motoras, estas recebem energia mecânica do líquido tornando-a disponível no veio (mediante um binário e uma velocidade de rotação), para dar origem à energia eléctrica (QUINTELA, 2005). Consoante o meio em que se envolvem, estas máquinas dividem-se em dois grupos distintos: turbinas de acção e turbinas de reacção. No caso em que a roda seja actuada pela água à pressão atmosférica, denomina-se de turbinas de acção (e.g., Pelton), no caso de ser atravessada pelo escoamento sob pressão, designa-se de turbinas de reacção (e.g., Francis e Kaplan). As turbinas de reacção podem ainda classificar-se, consoante a direcção do movimento do líquido relativamente à roda, como radial, axial ou mista.

Segundo QUINTELA (2005) numa turbina centrípeta a convergência para a saída da roda provocaria o inconveniente aumento da velocidade, a menos que as dimensões da roda aumentassem para compensar este efeito. Assim, nas turbinas de reacção o escoamento relativamente à roda apresenta sempre uma componente axial não desprezável, que proporciona a possibilidade de existirem diversos tipos de formas de roda. Dos vários tipos de desenho de máquinas desenvolvidos até à actualidade apresentam-se duas das mais populares: Francis e Kaplan. As turbinas Francis, também designadas por hélico-centrípetas, apresentam uma componente axial pouco acentuada. As turbinas Kaplan apresentam o escoamento à entrada e à saída da roda com uma configuração do tipo axial, ou seja com direcção semelhante à de uma hélice cilíndrica.

As centrais hidroeléctricas convencionais que operam as turbinas hidráulicas com rotação constante, e.g., turbinas tipo Francis ou Kaplan, caracterizam-se pelo ajustamento da rotação, cujo valor é controlado pelos reguladores de velocidade, conforme a vazão afluente à roda. O regulador é um dos mais importantes dispositivos conjuntamente com os grupos turbina-geradores, tendo como finalidade, manter a rotação da turbina constante. Caso a turbina trabalhasse fora de suas condições de projecto, quanto à vazão, queda e velocidade de rotação, a sua potência seria reduzida por estar sujeita a determinados tipos de perdas, dependendo do tipo de turbina (VIANA e ALENCAR, 1999).

Nas turbinas ou bombas, em que o escoamento não apresenta, uma direcção axial ou radial, denominam-se de mistas ou diagonais.

Turbinas de acção

Este tipo de turbina, concebida em 1879, por um engenheiro americano com o nome de Lester Pelton, chamada turbina de acção ou impulsão, aproveitava a energia cinética do escoamento para accionar a roda. As turbinas de acção compreendem, essencialmente, a roda e um ou mais órgãos, designados por injectores, cuja função é transformar a energia de pressão do escoamento em energia cinética e permitir a saída de jactos convenientemente orientados para a roda (QUINTELA, 2005). Geralmente estas turbinas são utilizadas para elevadas quedas, cujas rodas têm que ter na periferia pás em forma de colher dupla, Figura 2.3. Os injectores incluem no seu interior uma agulha, cuja deslocação faz variar a área de saída do injector ou seja, o caudal turbinado.

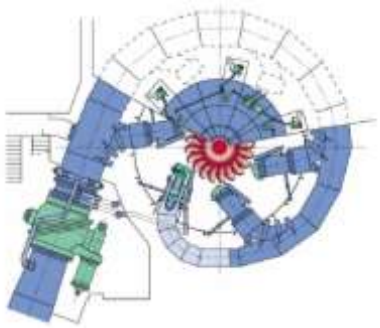


Figura 2.3 – Planta de uma turbina de acção, tipo Pelton (MAGNOLI, 2005).

O jacto proveniente do injector incide quase tangencialmente sobre a roda, abandonando-a com velocidade relativamente baixa e caindo para o canal de restituição. Como o canal de restituição se situa abaixo da roda, implica que a parte inferior da roda das turbinas Pelton se situe acima do nível da água a jusante, designado por nível de restituição. O movimento da agulha do injector é comandado pelo regulador automático da velocidade de rotação do grupo turbogerador, ou simplesmente regulador de velocidade. O injector é dotado de um deflector que, em caso de anulação brusca da potência pedida à turbina, desvia o jacto da roda, tornando, assim possível que o injector feche lentamente, sem originar altas sobrepressões devidas ao golpe de aríete, nem sobrevelocidades indesejáveis de rotação do grupo, (QUINTELA, 2005). Neste tipo de turbinas o número de injectores depende da orientação do eixo. No caso do eixo horizontal, o número máximo de injectores é dois. As turbinas de eixo vertical podem ter um máximo de seis injectores. De facto a queda útil das turbinas Pelton equivale à carga a montante do injector, determinada a partir da cota do ponto em que o eixo do jacto é tangente a uma circunferência com eixo no centro da roda, que no caso de uma turbina ter mais do que um injector então a queda útil estima-se, ponderando a queda útil correspondente a cada injector pelo caudal respectivo, (QUINTELA, 2005).

Na Figura 2.4 identificam-se rotores típicos de turbinas de acção:

(a) (b) (c)

Figura 2.4 – Rotores de turbinas de acção: (a) Pelton; (b) Turgo; (c) Cross-Flow.

Outro tipo de turbina de impulso, semelhante à turbina Pelton, é a turbina Turgo, que embora seja um pouco menos eficiente pode lidar com variações de caudal maiores. No que respeita à forma e ao seu processo de funcionamento, apresenta uma roda idêntica à roda Pelton dividida ao meio (Figura 2.4 (b)), com jacto de água incidente apenas numa pare da roda, perfazendo um ângulo de aproximadamente 20º, saindo o escoamento pela outra parte da roda. Esta mecânica de não interceptar os jactos de entrada e saída permite não só lidar com grandes variações de caudal, como gerar a mesma potência que um roda Pelton com o dobro do diâmetro. Contudo uma roda Turgo além de ser mais difícil de conceber que uma Pelton, as suas pás não são tão resistentes quando comparadas com uma turbina Pelton.

A turbina cross-flow, também conhecida como turbina Michell-Bánki, em homenagem aos seus investigadores, é uma turbina hidráulica que pode ser classificada como uma turbomáquina de impulsão com admissão parcial. É formada por um injector de secção rectangular (Figura 2.5) e um rotor (Figura 2.4 (c)), constituído por uma roda com pás cilíndricas, dispostas paralelamente ao eixo. Na periferia destas pás forma-se um espaço vazio denominado de zona A, conforme se observa na Figura 2.5.

A função do injector, que envolve apenas uma parte do rotor, permite converter a energia potencial em energia cinética e direccionar o jacto de água na entrada da roda. Este jacto de água, proveniente da secção rectangular, atravessa a região das pás duas vezes. A primeira passagem faz-se a partir da periferia para o espaço fechado dentro do rotor (Figura 2.5, zona A) e, em seguida a partir deste espaço para o exterior, (HAIMERL, 1960). Durante estas duas passagens, há uma absorção da energia mecânica do rotor, resultante do desvio da água nas pás, de acordo com os triângulos de velocidade mostrados na Figura 2.5 (MOCKMORE e MERRYTIELD, 1949).

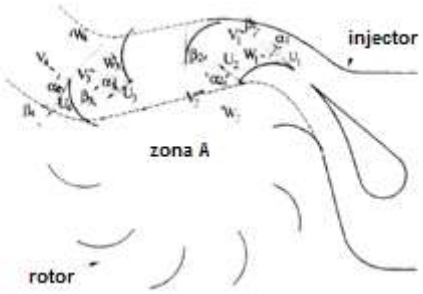


Figura 2.5 - Esquema típico de uma turbina cross flow (citado em BORGES e COSTA PEREIRA (1995)).

Apesar da eficiência máxima atingida pela turbina cross-Flow ser inferior às turbinas hidráulicas convencionais (e.g., Pelton, Francis ou Kaplan), tem-se encontrado grande aceitação, para alguns casos específicos. Uma dessas situações é um resultado directo de que essa turbina é facilmente fabricada não exigindo procedimentos complicados. Esta facilidade traduz-se num preço inferior às turbinas convencionais, uma solução interessante em pequenas centrais hidroeléctricas, onde o custo do investimento inicial é uma parte significativa do custo total envolvido. De facto, estas máquinas apresentam uma alternativa competitiva para as soluções convencionais de turbinas, sobretudo em aplicações que envolvam uma potência baixa, onde é essencial ter um pequeno investimento inicial e onde os valores de eficiência são menos imperativos (BORGES e COSTA PEREIRA, 1995). Deste modo, a turbina cross flow é uma boa alternativa em regiões remotas porque é facilmente construída localmente, exigindo pouca manutenção e mão de obra não especializada, podendo utilizar mão de obra local (SCHEURER, 1980). Uma vantagem adicional na utilização desta turbina consiste no seu desempenho favorável em condições de baixa queda. Na realidade, esta turbina tem uma curva de eficiência muito plana, característica das turbinas de acção ou impulsão, ou seja o rendimento não varia muito com o caudal (EISENRING, 1983). Esta particularidade apresenta-se como uma grande vantagem em situações onde existam flutuações sazonais de caudais (HERNANDEZ e GOMEZ, 1988).

Contudo os resultados de rendimento obtidos por este tipo turbina mostram uma grande dispersão e variação entre os 51% e os 82%, valores inferiores aos obtidos pelas turbinas hidráulicas mais convencionais Gráfico 2.1.

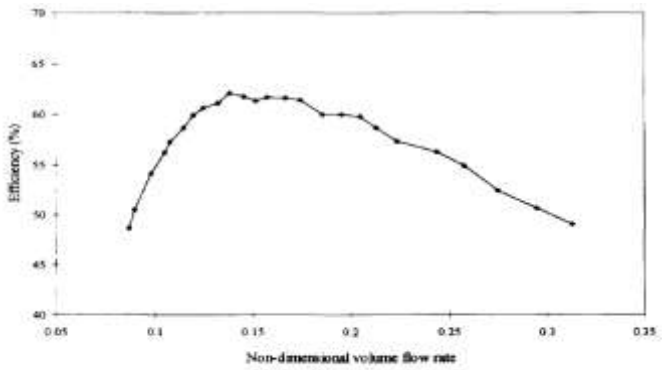


Gráfico 2.1 – Curva característica de rendimento de uma turbina cross-flow (BORGES e COSTA PEREIRA, 1995).

Além da medição do rendimento, outros estudos experimentais merecem especial referência, como é o caso de VARGA (1959), que determinou experimentalmente as distribuições de pressão sobre as paredes internas da turbina, de VAN DIXHORN et al. (1982), medindo a magnitude das forças que actuam sobre as pás do rotor, mostrando que poderiam ser estimadas razoavelmente através de uma simples análise baseada na técnica do volume de controlo.

Turbinas de reacção

As turbinas de reacção, Figura 2.7, para além do rotor (ou roda), são constituídas por um distribuidor, que como o nome indica, serve para distribuir o líquido de forma uniforme, com uma velocidade e uma direcção favoráveis às pás da turbina. O distribuidor consiste numa passagem convergente que permite obter a disposição dos filetes líquidos de forma a melhorar o paralelismo e uniformidade das velocidades do fluido. O distribuidor, que é precedido a montante pela conduta que transporta o escoamento, permite transformar parte da energia de pressão do escoamento em energia cinética, distribuindo-a uniformemente em toda a periferia, e permite também, regular o caudal absorvido pela turbina. Estas rodas podem ser radiais, mistas ou diagonais e axiais, Figura 2.6.

(a) (b) (c)

Figura 2.6 – Rotores da turbina de reacção: (a) radial, (b) diagonal, (c) axial, (http://www.voith.com).

As turbinas de reacção apresentam normalmente um difusor e uma evoluta. O difusor é constituído por uma conduta de secção progressivamente crescente, com a finalidade de promover a recuperação parcial da energia cinética à saída da roda (QUINTELA, 2005). A evoluta, também designada por espiral, situa-se a montante do distribuidor e destina-se a receber e a direccionar o fluido em redor da roda. A secção transversal da evoluta varia linearmente ao longo da circunferência da roda, partindo do zero na junção com a tubagem de saída, permitindo obter uma velocidade de escoamento praticamente constante ao longo da mesma (Figura 2.7).

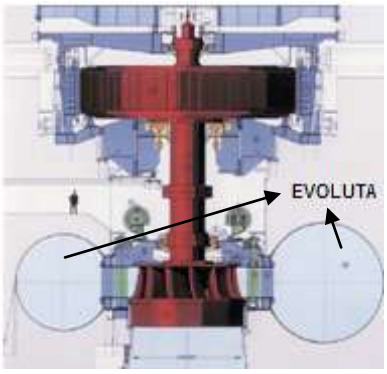


Figura 2.7 – Corte de uma turbina de reacção do tipo Francis (MAGNOLI, 2005).

No entanto, algumas turbinas não têm evoluta, como é o caso das miniturbinas tubulares, ou miniturbinas instaladas em câmara aberta, ou ainda as turbinas com variantes de turbinas axiais (e.g. bolbo). Como exemplo de algumas turbinas de reacção, destacam-se a turbina Francis, que foi criada em 1849 por um engenheiro anglo-americana pelo nome de James B. Francis, e é o tipo de turbina

mais amplamente utilizado a nível mundial. Neste tipo de turbina a água flui através de um anel com lâminas guia ajustáveis. Como regra geral as turbinas Francis são utilizadas para médias quedas.

A turbina Kaplan, criada em 1913 por um engenheiro austríaco Victor Kaplan, possui uma roda do tipo hélice com pás ajustáveis que evitam efeitos de separação do escoamento ao atravessar a roda, garantindo melhores rendimentos. Como o movimento das pás é regulável, permite ajustar-se de forma adequada às condições do escoamento. Estas turbinas são particularmente bem adaptadas para instalações com grande volume de caudal mas pequena queda útil.

Analisando as curvas de rendimento em relação ao caudal ou em relação à queda, pode-se avaliar o comportamento da variabilidade de parâmetros característicos, assim como o correspondente ponto de máximo rendimento da turbina, tal como se observa nas Figura 2.8, respectivamente, (VIANA e ALENCAR, 1999).

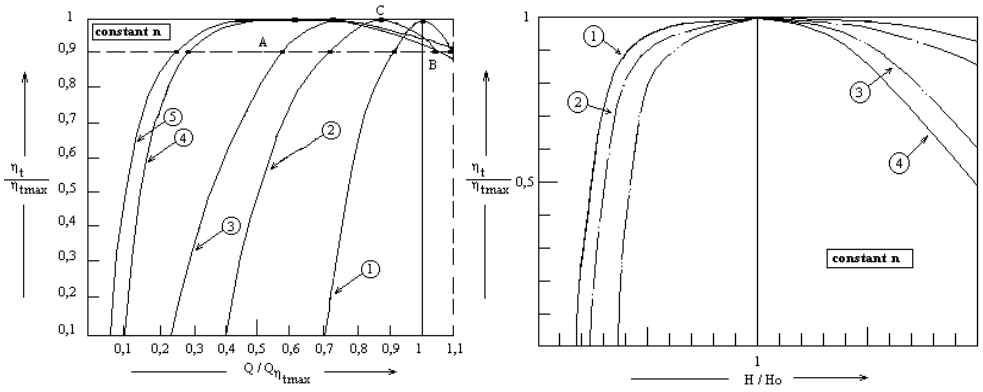


Figura 2.8 – (a) curvas de rendimento de alguns tipos de turbinas em função do caudal para rotação constante: hélice-1, Francis Rápida-2, Francis Lenta-3, Kaplan-4, Pelton-5; (b) curvas de rendimento ($\eta_t/\eta_{tmáx}$) em função da queda (H/H_0) (VIANA e ALENCAR, 1999).

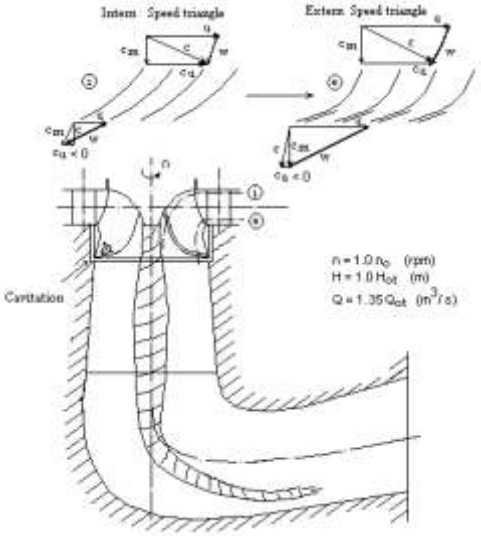


Figura 2.9 - Turbina Francis a trabalhar fora das condições de projecto (VIANA e ALENCAR, 1999).

Da Figura 2.8, conclui-se que as turbinas tipo Kaplan e Pelton são as mais adequadas para funcionarem com caudal variável, porque há pouca variação do rendimento. As turbinas tipo Francis são as mais adequadas para operar com rotação variável, uma vez que há pouca variação do rendimento. Contudo, quando estas turbinas operam fora das condições normais de funcionamento, as turbinas tipo Francis estão sujeitas a problemas relacionados com a formação de vórtice no núcleo do rotor, ou na conduta da restituição como é mostrado na Figura 2.9.

A formação do vórtice representa uma dificuldade para a estabilidade do grupo e, também, pode contribuir para uma vibração mecânica. Outro problema que pode surgir é a cavitação na saída do rotor, devido à diminuição da pressão da água em relação à pressão de vapor. No entanto, se o caudal for menor que o caudal nominal, o rendimento da turbina reduz-se, assim como a potência hidráulica. No gráfico da Figura 2.10, identificam-se os limites compreendidos pelas diferentes turbinas mencionadas anteriormente.

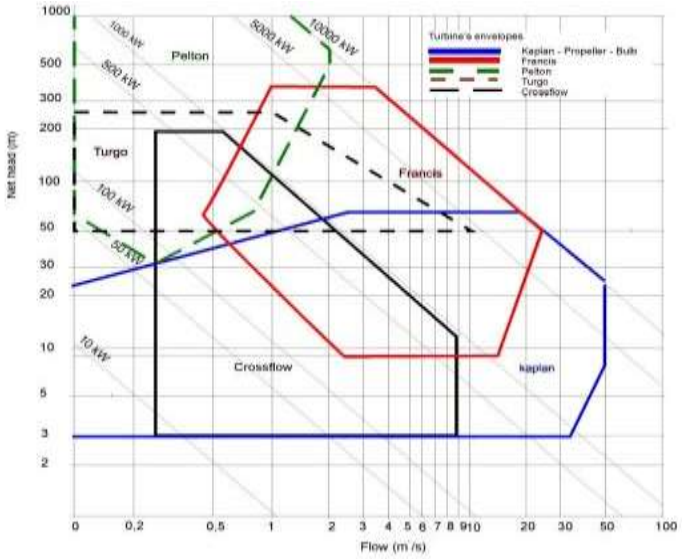


Figura 2.10 – Campos de aplicação abrangidos pelas turbinas Pelton, Turgo, Francis, Kaplan e cross-flow (PENCHE, 1998).

- **Máquinas Receptoras**

As bombas são máquinas receptoras hidráulicas que transferem energia ao fluido com a finalidade de transportá-lo. Recebem energia de uma fonte externa (motor) e cedem parte desta ao fluido sob a forma de pressão, energia cinética, ou ambas, isto é, aumentam a pressão e/ou a velocidade do líquido (TORREIRA, 2002). Em relação às bombas estas podem-se classificar em dois grandes grupos: as turbobombas e as máquinas volumétricas.

Este tipo de bombas, também designadas por bombas rotodinâmicas, têm por princípio de funcionamento transmitir à massa líquida uma aceleração para que esta adquira energia cinética a partir da transformação da energia mecânica (MACINTYRE, 1980). Por sua vez esta energia é transformada em energia potencial (energia de pressão), por meio do movimento do rotor inserido no corpo da bomba. Assim, o movimento do fluido ocorre por meio de acção de forças que se

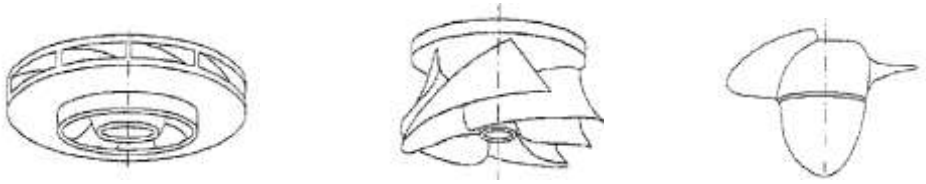
desenvolvem através da rotação de um eixo acoplado à roda (rotor, impulsor) dotado de pás, na qual recebe o fluido pelo seu centro e o expulsa pela periferia, sob acção da força centrífuga.

O movimento induzido pelo rotor produz energia cinética, que é parcialmente convertida em pressão no interior da bomba, permitindo, assim que o líquido alcance posições mais elevadas ou mais distantes, através da conduta de compressão. De acordo com as diferentes formas e tipos de rotor assim se distinguem as bombas, que podem ser classificadas como:

i. Bombas radiais ou centrífugas (Figura 2.11 (a)), mais conhecidas por centrífugas, têm esta denominação devido à trajectória do fluxo, dentro do rotor, que se faz segundo um plano radial (normal ao eixo), do centro para a periferia do rotor. As trajectórias são, portanto, curvas praticamente planas contidas em planos radiais.

ii. Bombas mistas, também conhecidas por diagonais, possuem um tipo de rotor cujo fluxo é diagonal ao eixo, sendo, por isso, um tipo entre as centrífugas e as axiais, (Figura 2.11 (b)).

iii. Bombas axiais, têm trajectórias do fluxo segundo a direcção do eixo da bomba, sendo utilizadas para grandes vazões e baixas alturas manométricas. As bombas axiais não utilizam a força centrífuga, mas sim a força de sustentação (inércia). Para aumentar esta força, o rotor possui um perfil aerodinâmico, com aspecto de hélice (Figura 2.11 (c)).



(a) (b) (c)

Figura 2.11 – Rotores de bombas: (a) Rotor radial; (b) Rotor misto, (c) Rotor axial (fonte: http://www.poli.usp.br).

Estes tipos de bombas são as mais correntes devido ao seu elevado rendimento e à pequena manutenção exigente. São bombas com um processo de fabrico mais económico do que as bombas volumétricas, mais compactas e que se adequam para uma gama de alturas de elevação e caudais mais comuns nos sistemas reais.

As bombas centrífugas criam pressão impondo velocidade no fluido através da roda, posteriormente essa velocidade converte-se em pressão na evoluta. É importante verificar que as bombas centrífugas dependem da energia cinética, em vez de meios mecânicos para deslocar o líquido. Assim, o líquido que entra para o interior da roda da bomba ganha energia à medida que se move para a saída do rotor. O líquido é forçado a sair da bomba pela energia que obtém a partir da rotação do rotor. Estas bombas centrífugas podem transferir grandes volumes de líquido, no entanto a eficiência decresce rapidamente à medida que a pressão do fluido e a viscosidade aumentam rapidamente.

Em relação ao número de rodas, estes equipamentos podem ser constituídos por um único ou vários rotores, dentro do corpo, assentes sobre o mesmo eixo. No primeiro caso são denominadas de simples estágio, no outro de múltiplos estágios. Em relação a estas últimas, são adequadas para

sistemas que precisam de atingir grandes alturas manométricas, sendo o efeito semelhante ao da colocação de bombas em série. As turbobombas são denominadas de sucção simples, quando admitem o líquido somente por um dos lados do rotor, e de sucção dupla quando admitem dos dois lados, conseguindo, desta forma, maior equilíbrio do rotor. Por isso, as bombas de sucção dupla (Figura 2.12) são mais indicadas para grandes caudais e estão sujeitas a esforços mais elevados (BASSO, 2003).

Figura 2.12 – Exemplo de rotor de dupla sucção (fonte: http://www.flowserve.com).

Além do rotor, as bombas possuem um difusor (evoluta), Figura 2.13, onde ocorre a transformação da maior parte da energia cinética, que o líquido recebe do rotor, em energia de pressão.

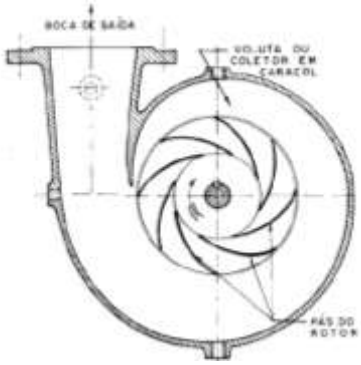


Figura 2.13-Evoluta ou difusor de uma bomba (MACINTYRE, 1980).

De forma a compreender um pouco melhor este funcionamento é necessário separar três importantes partes fundamentais das bombas (Figura 2.14), tais como:

i. Corpo que envolve o rotor, acondiciona o fluído e direcciona-o para a tubagem de compressão (Figura 2.14 (a), (b) e (c));
ii. Rotor (impulsor), constituído por um disco provido de pás que impulsionam o fluído (Figura 2.14 (d), (e) e (f));
iii. Eixo de accionamento (Figura 2.14 (a)) ao qual está acoplado o rotor, que transmite a força motora causando movimento rotativo do mesmo.

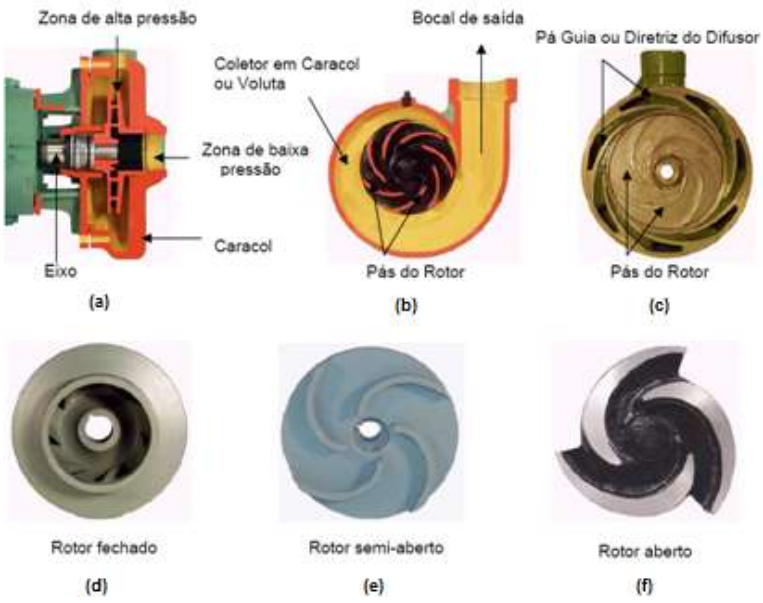


Figura 2.14 – Cortes esquemáticos de bombas centrífugas: (a) vista lateral da evoluta e rotor em corte de uma bomba centrífuga; (b) vista frontal da evoluta e rotor em corte de uma bomba centrífuga; (c) evoluta de descarga centralizada com difusor fixo; (d) rotor fechado; (e) rotor semi-aberto; (f) rotor aberto (adaptado de SCHENEIDER, 2006).

Antes do início do funcionamento é necessário que o corpo da bomba e a tubagem de sucção, estejam totalmente preenchidas com o fluído a ser bombeado, (nas bombas autoaspirantes, é necessário preencher apenas a evoluta). Ao iniciar-se o processo de rotação, o rotor cede energia cinética à massa do fluído, deslocando as suas partículas para a extremidade periférica do rotor, sob acção da força centrífuga. Com isso, inicia-se a formação de duas zonas de pressão (baixa e alta) necessárias para desenvolver o processo (SCHENEIDER, 2006). Paralelamente, a massa do fluído que é arrastada para a periferia do rotor, agora comprimida entre as pás e as faces internas do mesmo, recebe uma crescente energia de pressão, derivada da energia potencial e da energia cinética, anteriormente fornecidas ao sistema. O crescente alargamento da área de escoamento, assim como as características construtivas do interior da bomba provocam altas pressões na descarga da bomba (aplicação do Teorema de Bernoulli), elevando o fluído à altura desejada (SCHENEIDER, 2006).

Resumidamente, pode dizer-se que o funcionamento de uma bomba centrífuga contempla o princípio universal da conservação de energia, que diz: “A energia potencial transforma-se em energia cinética, e vice-versa”. No entanto parte da energia potencial transmitida à bomba não é aproveitada pela mesma, devido ao atrito, acabando por se transformar em calor. Assim, o rendimento hidráulico das bombas, no seu melhor ponto de funcionamento (ponto óptimo), pode variar entre 20% a 90%, dependendo do tipo de bomba, da dimensão e das suas características (SCHENEIDER, 2006).

2.2.3. Máquinas Volumétricas

Nas máquinas volumétricas ou de deslocamento positivo, a transferência de energia é feita por variações de volume que ocorrem enquanto o fluido está confinado numa câmara ou passagem

(MACINTYRE, 1980). A classificação destes sistemas é idêntica às turbomáquinas hidráulicas, diferenciando-se apenas no tipo de aparelho, sendo no caso das motoras, o motor hidráulico, e nas receptoras, as bombas de rolos, de lóbulos, de palhetas, de engrenagens, de êmbolo, de pistão, entre outras.

Nas bombas volumétricas, ou de deslocamento positivo, o movimento do fluido é causado directamente pela acção do órgão de impulsão da bomba que obriga o fluido a executar o mesmo movimento a que está sujeito este impulsor (êmbolo, engrenagens, lóbulos, palhetas), em movimentos alternados. Dá-se o nome de volumétrica porque o fluído ocupa e desocupa, de forma sucessiva espaços no interior da bomba, com volumes conhecidos. A designação de deslocamento positivo deve-se ao facto do movimento geral deste fluído se dar na mesma direcção das forças transmitidas (SCHENEIDER, 2006). Estas bombas podem, também, ser subclassificadas em rotativas (engrenagens, lóbulos, palhetas, helicoidais, fusos, parafusos, peristálticas) e em êmbolo ou alternativas (pistão, diafragma, membrana):

i) Bombas rotativas de um ou mais rotores: bombas volumétricas comandadas por um movimento de rotação, Figura 2.16 e Figura 2.17.

ii) Bombas de êmbolo: o órgão que produz o movimento do fluido é um pistão que, em movimentos alternativos, aspira e expulsa o fluido bombeado, Figura 2.18 a Figura 2.21;

É de referir que nestas bombas, o funcionamento consiste no preenchimento dos interstícios entre o rotor e a envolvente exterior, sendo que o somatório de todos eles, a menos do vazamento natural, através da recirculação, corresponde à vazão fornecida pela bomba.

O deslocamento positivo do cursor da bomba define o volume bombeado por cada ciclo de operação, assim sendo o único factor que afecta o caudal bombeado é a velocidade de operação, contrariamente à contra-pressão de operação que não afecta efectivamente o caudal de bombagem. A Figura 2.15 apresenta um exemplo de uma curva característica deste tipo de bombas.

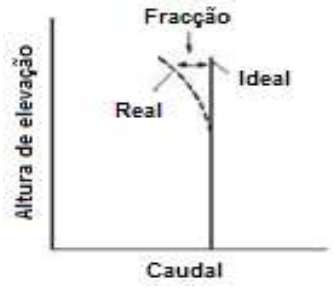


Figura 2.15 – Curva característica de uma bomba (adaptado de JACOBY, 2007).

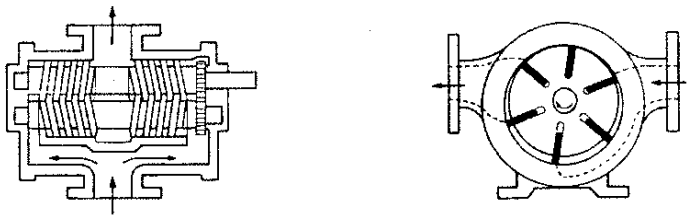
A linha a tracejado representa, a partir de um determinado valor de contra-pressão, a fracção de caudal bombeado que se perde pelo circuito de aspiração à medida que a pressão de jusante aumenta, o que leva a uma redução do seu desempenho efectivo (JACOBY, 2007).

- **Bombas rotativas**

Bombas de um só rotor

i. Bomba de palhetas

As bombas de palhetas, Figura 2.16, deslizantes são muito utilizadas na alimentação de caldeiras e nos sistemas óleodinâmicos de accionamento de média e baixa pressão. São auto-aspirantes e podem ser utilizadas também como bombas de vácuo. São compostas por um cilindro (rotor) cujo eixo de rotação é excêntrico ao eixo da caixa exterior. O rotor possui ranhuras radiais onde se alojam palhetas rígidas com movimento livre nessa direcção. Devido à excentricidade do rotor em relação à carcaça, essas câmaras apresentam uma redução de volume no sentido do escoamento, pois as palhetas são forçadas a acomodarem-se sob o efeito da força centrífuga e limitadas, na sua projecção para fora do rotor, pelo contorno da envolvente exterior. As bombas podem ser de caudal constante (mais usual) e de caudal variável (MACINTYRE, 1980). Um dos inconvenientes destas bombas é o atrito existente entre as palhetas e o corpo da bomba provocado pela acção centrífuga. Para controlar essa resistência usam-se as palhetas diametralmente opostas ligadas por dispositivos elásticos, que absorvem parte dessa força centrífuga.



Bomba de parafusos Bomba de palhetas

Figura 2.16 – Bombas rotativas de um só rotor (MACINTYRE, 1980).

ii. Bomba de parafuso

As bombas de parafuso representadas na Figura 2.16 são compostas por um, dois, ou três parafusos helicoidais com igualdade de pesos e movimentos sincronizados por meio de rodas dentadas montadas nos eixos dos parafusos exteriores ao corpo da bomba. O fluido é admitido pelas extremidades e, devido ao movimento de rotação e aos filetes dos parafusos, que não contactam entre si, é empurrado para a parte central onde é descarregado. Estas bombas são muito utilizadas no transporte de fluidos com viscosidade elevada e caudal constante.

Bombas com pelo menos dois rotores

i. Bomba de engrenagens

As bombas de engrenagens (Figura 2.17) podem ser de engrenagem interna ou externa, sendo mais comum a segunda. Estas bombas destinam-se ao bombeamento de substâncias líquidas

e viscosas que não contenham partículas minerais e vegetais. Este tipo de bombas consiste em duas rodas dentadas com folgas muito pequenas em volta e entre rodas. Ao longo do movimento das engrenagens, o fluido, aprisionado nos vazios entre os dentes e a carcaça, é empurrado pelos dentes e forçado a sair pela tubagem de saída (MACINTYRE, 1980). Os eixos das rodas dentadas são prolongados para o exterior e sincronizados por outras duas rodas dentadas com dentes apropriados para a transmissão de esforços (dentes geradores). O movimento descrito pelos dentes das rodas dentadas, que servem de rotores para o transporte líquido, é gerado por superfícies cicloidais. Quanto à sua forma, podem ser rectos ou helicoidais e relativamente à velocidade quando esta é constante, o caudal é também constante.

Neste tipo de bombas a estanqueidade é muito difícil de conseguir excepto nas bombas de transporte de óleo onde as folgas são relativamente pequenas. Assim para melhorar as condições de estanqueidade colocam-se vedantes entre os dentes e as paredes da bomba, à base de tiras de couro ou segmentos de bronze actuantes por molas.

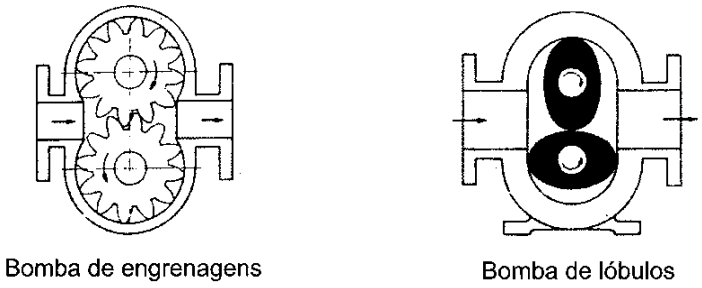


Figura 2.17 – Bombas rotativas com pelo menos dois rotores (MACINTYRE, 1980).

ii. Bomba de lóbulos

As bombas de lóbulos (Figura 2.17) têm o princípio de funcionamento similar ao das bombas de engrenagens e podem ter dois, três ou quatro lóbulos. Como apresentam um rendimento elevado, as bombas de três lóbulos são as mais comuns, e são utilizadas no bombeamento de produtos químicos e líquidos viscosos. Em comparação com o tipo de bomba anterior, roda com mais velocidade e pode ser utilizada como ventilador ou compressor de ar.

- **Bombas de êmbolo ou alternativas**

Nas bombas alternativas, o líquido recebe a acção das forças directamente de um pistão ou êmbolo, ou de uma membrana flexível (diafragma). Estas forças podem ser accionadas pela acção do vapor, ou por meio de motores eléctricos ou por motores de combustão interna.

No curso de aspiração, com o movimento do êmbolo, há tendência para produzir vácuo no interior da bomba, provocando, deste modo, o escoamento do líquido e uma diferença de pressões que leva à abertura de uma válvula de aspiração mantendo fechada a de retenção. No curso de descarga, o êmbolo exerce forças sobre o líquido, direccionando-o para a conduta de compressão, abrindo e fechando a válvula de aspiração. A descarga é intermitente e as pressões variam

periodicamente em cada ciclo. Estas bombas são auto-escorvantes e podem funcionar como bombas de ar, fazendo vácuo na ausência de líquido a aspirar (MACINTYRE, 1980).

i. Bombas alternativas de pistão

O movimento do líquido é accionado pelo deslocamento alternado de um pistão, dentro de um cilindro. No curso de aspiração, o movimento do pistão tende a produzir vácuo, e a pressão do líquido exercida no lado da aspiração provoca a abertura da válvula de admissão, permitindo encher o cilindro. No curso de compressão, o pistão força o líquido empurrando-o para fora do cilindro através da válvula de compressão. Com efeito, o movimento causado pelo pistão obriga o líquido a ter o mesmo tipo de movimento do pistão (Figura 2.18) (MACINTYRE, 1980).

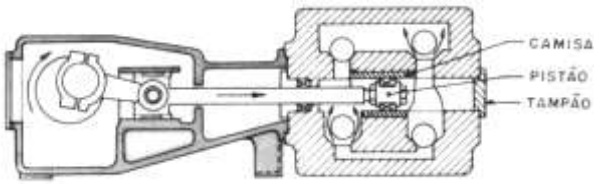


Figura 2.18 – Bomba alternativa de pistão (MACINTYRE, 1980).

ii. Bombas alternativas de êmbolo

O princípio de funcionamento deste tipo de bombas (Figura 2.19) é idêntico ao das alternativas de pistão. A principal diferença está no aspecto construtivo do órgão que actua o líquido. Ao serem recomendadas para pressões mais elevadas é necessário que o órgão que coloca o líquido em movimento seja mais resistente, do tipo êmbolo, permitindo dimensões mais pequenas (MACINTYRE, 1980).

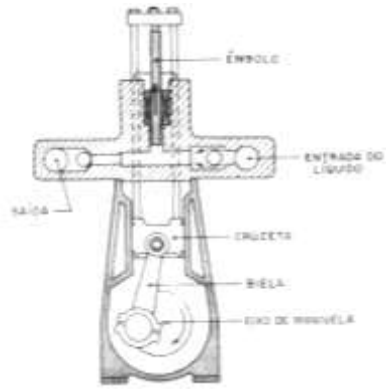


Figura 2.19 – Bomba alternativa de êmbolo (adaptado de MACINTYRE, 1980).

iii. Bombas alternativas de diafragma

O órgão que fornece energia ao líquido é uma membrana accionada por uma haste com movimento alternado. O movimento da membrana, num dos sentidos, diminui a pressão da câmara,

fazendo com que seja admitido um dado volume de líquido. Ao inverter-se o sentido do movimento da haste, o volume é descarregado na tubagem de saída (Figura 2.20) (MACINTYRE, 1980).

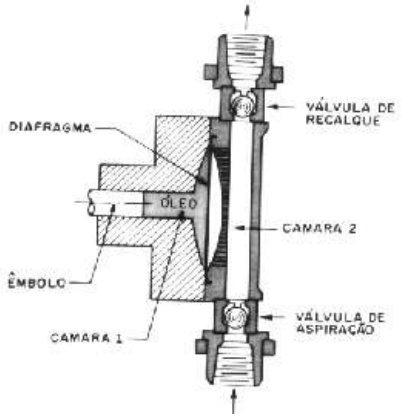


Figura 2.20 – Bomba de diafragma (adaptado de MACINTYRE, 1980).

iv. Motor rotativo

Outra máquina hidráulica de motor rotativo foi desenvolvida e construída por William Armstrong, um dos grandes pioneiros do sistema hidráulico que criou o primeiro motor de pressão hidráulica. A sua primeira ideia foi adoptar um modelo de motor rotativo, e chegar a um projecto que cumprisse as condições desejadas. Este projecto foi publicado em 29 de Dezembro de 1838, no jornal “Mechanic’s Magazine”. A Figura 2.21 mostra o desenho desta máquina, que segundo o inventor é descrita como, uma jante de um carro, constituída por quatro pistões equidistantes em forma de orifícios circulares, interceptados longitudinalmente por uma conduta em curva, aberta na extremidade inferior, com comunicação com a extremidade superior pela tubagem de abastecimento.

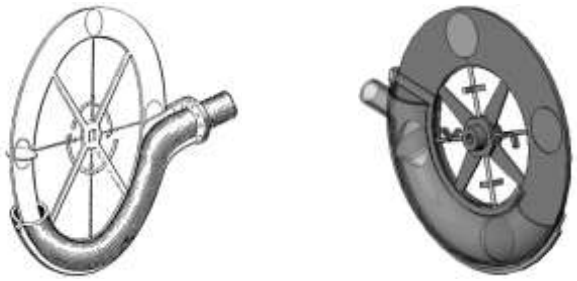


Figura 2.21 - Motor rotativo (ARMSTRONG, 1838).

À medida que a água entra pela conduta, os pistões assumem a posição perpendicular ao escoamento, recebendo a pressão exercida pelo mesmo. Cada pistão recebe a pressão da coluna antes do pistão anterior perder. A abertura e o fecho dos pistões são afectados por forças exteriores que provocam o movimento do pistão em redor do seu eixo.

A sua eficiência apresentou resultados da ordem dos 95%, com uma pressão equivalente a uma queda de 131 pés, e com uma velocidade de rotação de 30 rpm correspondente a uma potência de 5 CV. Este tipo de motor nunca foi implementado na prática e o primeiro a ser comercializado terá

que ser baseado no princípio de que cada engenho seja composto por dois cilindros dispostos a 90º a trabalharem sob as mesmas condições de arranque (ARMSTRONG, 1838).

Armstrong baseou-se num motor de deslocamento positivo, uma vez que poderia fazer melhor uso da água a alta pressão do que por meio de uma roda. Contudo esta criação foi muito anterior à invenção da turbina Pelton.

2.2.4. Bombas a funcionar como turbinas

Quando uma bomba induz uma certa energia ao escoamento, é necessário que essa quantidade promova o bombeamento do fluido, o que em muitos casos pode não acontecer levando a uma rotação inversa da roda, e consequentemente alteração do sentido do escoamento, desde o local de descarga até à conduta de aspiração. A esta transformação denomina-se de PAT, (pump as turbine), que em português significa bomba a funcionar como turbina. Se a energia em pressão (ou queda) for suficiente para superar o binário da roda e do veio, então esse binário pode ser usado como gerador transmitindo o momento para o eixo (KSB, 2005).

As bombas têm sido usadas desde há muito tempo, sendo ainda umas máquinas pouco exploradas como turbinas. Quando THOMA E KITTREDGE (1931) tentaram avaliar as características das bombas, descobriram acidentalmente que as bombas poderiam funcionar de forma muito eficiente sob a forma de turbinas. Assim o modo de funcionamento como turbina tornou-se uma importante questão na pesquisa para muitos industriais, uma vez que as bombas eram alvo de grande desempenho fora das suas condições normais de funcionamento. Mais tarde KNAPP (1937) publicou uma completa análise das características das bombas para alguns projectos baseados em investigações experimentais. Em 1950 e 1960, o conceito de gerar energia a partir de centrais hidroeléctricas de 50 a 100 MW, envolveu principalmente países em vias de desenvolvimento na busca de produção de energia mais económica. Anos mais tarde a indústria apercebendo-se desta possível aplicação da PAT, para recuperação de energia aplicada em sistemas de abastecimento de água começa a dar alguma abertura a esse tipo de soluções. Essa evolução permite assim uma reflexão para uma fase mais rica em experiências.

Nos últimos anos, muitas técnicas foram desenvolvidas por vários investigadores, tais como WILLIAMS (1992), ALATORRE-FRANK (1994) e COHRS (1997) (citado em RAWAL e KSHIRSAGAR, 2007). Contudo, muitas técnicas foram consideradas de pouca confiança, para um vasto número de velocidades de rotação e tipos de bombas fabricadas mundialmente. Efectivamente, bombas a funcionar como turbinas não é uma nova ideia, mas um vasto desconhecimento no desenvolvimento físico do fluido no interior destes dispositivos, tem sido até agora uma tarefa extremamente delicada. A partir desta situação, o uso de meios computacionais, (e. g., CFD) de entendimento sob o meio físico de uma PAT, permite não só analisar, como trazer soluções favoráveis acompanhadas por ensaios experimentais.

O desenvolvimento sustentável das redes de abastecimento e distribuição de água pode contribuir para uma parte essencial no aproveitamento energético e eficiência hidráulica. Quando o contexto torna possível implementar um sistema de produção de energia nas redes de distribuição de água, (e.g. instalação de micro-hídricas (< 100 kW) e mini-hídricas (100kW a 1MW)), com vista à

redução de perdas e valorização das fontes de energia renováveis, é possível reduzir a dependência energética externa e fazer uso de componentes de sistemas já existentes.

Os diferentes dispositivos de controlo de pressão disponíveis têm diferentes impactos energéticos: uma turbina, além de reduzir a pressão, permite a recuperação de energia que poderia ser dissipada em válvulas redutoras de pressão (VRP). Embora o uso destes dispositivos (VRP) em sistemas de distribuição de água (ARAUJO et al., 2006) seja uma solução segura e inovadora, a inserção de uma turbina nestes sistemas traz uma inesperada aplicação promitente. Neste caso, é necessário, além da escolha da máquina ideal, promover a manutenção (AFSHAR et al., 1990; CARRAVETTA, 2005), o controlo do sistema devido ao golpe de aríete (BATHALA, 1985; RAMOS e BORGA, 2000; RAMOS e ALMEIDA, 2002). O projecto de implementação de turbinas em sistemas de distribuição de água deve ter em conta a variação diária e sazonal da quantidade de água que pode modificar sensivelmente o ponto de funcionamento da máquina.

As máquinas mais apropriadas em sistemas de distribuição podem ser de dois tipos: turbinas e bombas a funcionar como turbinas (Pump as Turbine (PAT)). No primeiro caso, as turbinas são concebidas especificamente para uma certa instalação já existente (BATHALA, 1985; AFSHAR et al., 1990; WILLIAMS, 1995). No segundo caso a bomba apresenta-se como uma vantagem económica por ser uma máquina existente no mercado a preços aceitáveis (WILLIAMS et al., 1998; SINGH, 2001., NALDI, 2001; JOSHI et al., 2005; DERAKHSHAN e NOURBAKHSH, 2008; NALDI et al., 2009). Comparativamente, quando a direcção do fluido e a rotação do rotor alteram o seu sentido, usando o motor como gerador, as bombas centrífugas, sendo máquinas de reacção, podem operar como turbinas. Um exemplo de aplicação da PAT em sistemas de abastecimento ou distribuição foi investigado por NALDI et al. (2009), nas quais três diferentes perspectivas de produção de energia são analisadas como: uma turbina, uma PAT com e sem controlo de escoamento e uma PAT com apenas controlo de escoamento. De facto, comparando com as turbinas convencionais, as bombas a funcionar como turbinas não possuem um distribuidor, por isso não é possível regular a máquina para manter as condições ideais de eficiência. Isto é uma particularidade em redes de distribuição, onde as variações diárias de fluxo e de queda disponível são relevantes. O principal interesse consiste na avaliação da melhor eficiência para valores de queda útil e de caudal sob modo de turbina e na relação entre os valores que levam aos melhores rendimentos no modo de bomba. Além disso, a curva característica de uma PAT é necessária para avaliar a variação de energia devida à oscilação de fluxo condicionado pelas alterações de consumo (NALDI et al., 2009).

Na Figura.2.22, o terceiro quadrante mostra o funcionamento de uma PAT. A única diferença que existe para com uma turbina convencional reside na eficiência que não poderá ser tão elevada como uma turbina Francis ou Kaplan. Na Figura.2.23, ilustram-se duas curvas características de uma bomba e de uma turbina; a fronteira (M=0) mostra a curva a partir do qual o binário deixa de ser transmitido para o eixo, e a bomba passa a rodar livremente (turbina); A fronteira (n=0) caracteriza a curva de imobilização (standstill curve); aqui a máquina está sujeita a propagar fluxo sem rotação do eixo. Geralmente o funcionamento de uma turbina situa-se entre os limites destas curvas (KSB, 2005).

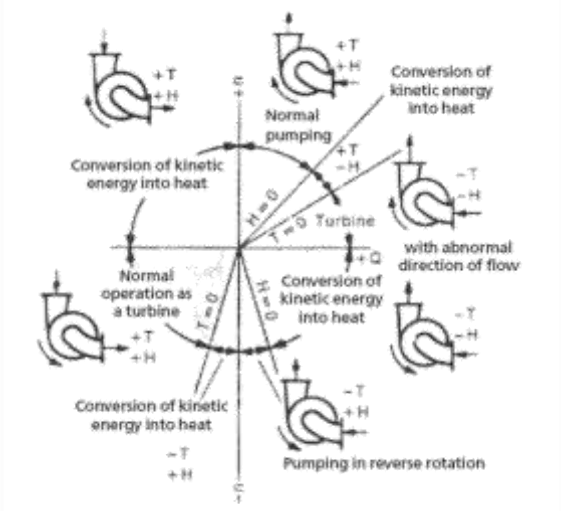
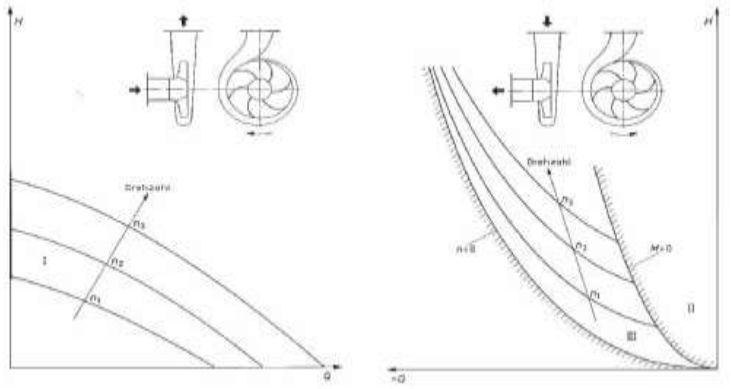


Figura.2.22 – Esquema sobre as várias fases/quadrantes possíveis de funcionamento de uma máquina hidráulica, (KSB, 2005).

Alguns investigadores têm mostrado interesse em bombas a funcionar como turbinas (PAT – pump as turbine) para diferentes tipos de aplicação, levando a recentes desenvolvimentos (e.g., SHARMA, 1985., WILLIAMS, 1992., ALATORRE-FRENK, 1994., RAMOS, BORGA 2000., VALADAS, RAMOS, 2003., SINGH, 2001., SINGH, 2005).



(a) (b)

Figura.2.23 – Curvas características (a) de uma bomba e (b) de uma turbina (KSB, 2005).

As bombas a funcionar como turbinas surgem como uma possibilidade de aplicação na área das micro-hídricas, com baixo custo de investimento quando comparadas às turbinas convencionais. São adequadas a sistemas com uma capacidade energética inferior de 100 KW (Anexo A), embora apresentem sensibilidade à alteração dos parâmetros característicos: caudal queda útil e velocidade de rotação (Tabela 1). Assim, uma selecção errada de uma bomba a funcionar como turbina pode resultar numa alteração do ponto de funcionamento (Figura 2.24), conduzindo a resultados piores ou até mesmo condicionar a viabilidade de um projecto (RAMOS et al., 2009).

Tabela 1 - Características de funcionamento de uma bomba como turbina

Type of PAT (specific speed)	Percent Load	Load (KW)	H_{net} (m)	Q (l/s)	η_t (%)	$\eta_{t\ rated}$ (%)	η_G (%)	$\eta_t * \eta_G$ (%)
39.7 rpm	100%P	22.8	30.3	92	83.4%	83.4%	86.0%	71.7%
	80%P	18.2	26.8	84	82.6%	73.1%	84.0%	61.4%
	60%P	13.7	23.2	75	80.1%	61.4%	83.5%	51.2%
94.4 rpm	100%P	9.7	10.4	115	82.7%	82.7%	86.0%	71.1%
	80%P	7.8	8.9	106.8	83.2%	71.2%	84.0%	59.8%
	60%P	5.8	7.4	97	82.7%	58.8%	83.5%	49.1%

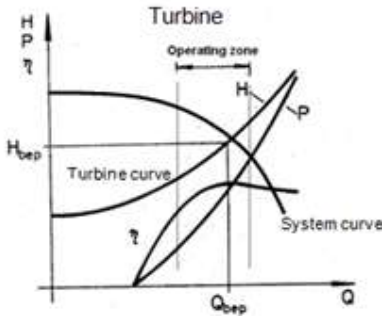


Figura 2.24 - Comportamento de uma bomba como turbina.

Na Figura 2.25 apresentam-se os principais parâmetros em análise convertidos em parâmetros característicos nomeadamente o coeficiente de caudal ($\phi = Q/ND^3$ com Q em m^3/s, N em rps, e D em m) e o coeficiente de queda ($\psi = gH/N^2D^2$ com gH em m^2/s^2, N em rps, e D em m). Nesta figura, representam-se as curvas características de acordo com os coeficientes adoptados (ψ) e (ϕ) cobrindo uma vasta gama de bombas a funcionar como turbinas desde as de baixa velocidade específica, n_{sqt}=21 rpm, até valores de velocidades específicas mais elevadas, n_{sqt}=86 rpm. A menor curva, relativa à variação de ψ, apresenta declives muito superiores quando comparada com os valores de velocidade mais elevadas. Cada bomba a funcionar como turbina (PAT – Pump as Turbine) apresenta diferentes valores de rendimento de funcionamento máximo, (ver curva de tendência BEP – Best efficiency point (trend line) na Figura 2.25), que estão relacionadas com o tipo de roda de cada máquina e com o factor de escala de cada uma (dimensão).

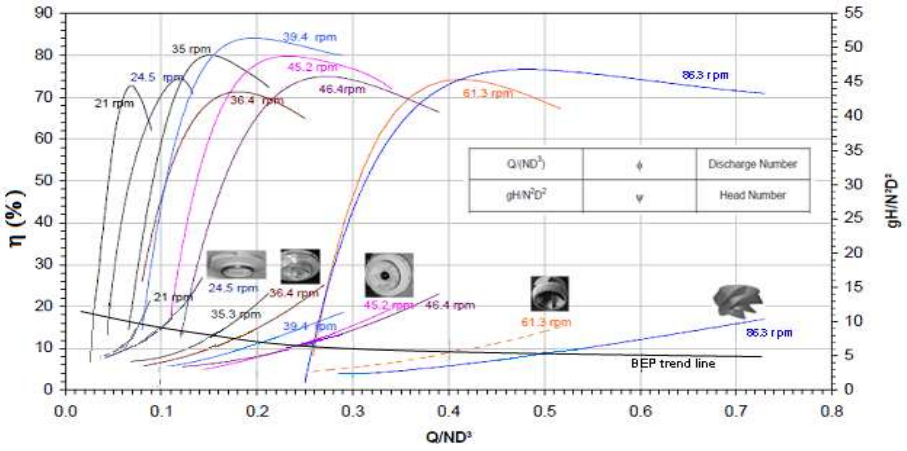


Figura 2.25 – Curvas características da PAT para fluxo radial e misto (adaptado de SINGH, 2005; RAWAL e KSHIRSAGAR, 2007).

No funcionamento de uma bomba centrífuga distinguem-se fundamentalmente duas situações relativamente à inversão do escoamento:

- Fluxo inverso, não intencional

Quando existem bombas a funcionar em paralelo e acontece uma avaria, como por exemplo a quebra de um eixo entre a bomba e o motor, ou uma súbita perda de potência, se o sistema não tiver uma válvula de anti-retorno (ou de retenção) de bloqueio à variação do sentido do escoamento, o fluxo segue uma direcção contrária ao que é habitual. Esta situação é não intencional e deve ser de todo evitada em sistemas que apresentem um elevado desnível topográfico, ou seja com maior risco associado (KSB, 2005).

- Inversão de fluxo intencional

Existem, no entanto, aplicações onde as bombas podem funcionar como turbinas. Muitas vezes, a previsão de "Produção" de um determinado potencial hidroeléctrico é demasiado baixo para justificar o seu custo de aquisição e instalação, em conformidade com uma turbina hídrica convencional. Neste caso, inverter a rotação de uma bomba parece ser uma boa alternativa (KSB, 2005).

2.2.5. Comparação entre máquinas hidráulicas

O trabalho eficiente e a longa durabilidade de uma máquina hidráulica só é conseguida a partir de uma correcta escolha e verificação das condições de serviço para as quais a máquina deve funcionar, conforme as curvas características apresentadas Figura 2.26. A sua principal função é fornecer um caudal adequado em função da altura manométrica exigida.

A transferência de energia mecânica do escoamento para o rotor pode ser feita a partir de (i) máquinas volumétricas alternativas ou rotacionais, tais como as de deslocamento positivo, ou a partir de (ii) máquinas dinâmicas rotacionais. Tendo como base os princípios de operacionalidade aplicados às bombas de deslocamento positivo (Positive Displacement - PD) e às bombas centrífugas para máquinas volumétricas e turbomáquinas rotodinâmicas respectivamente, é possível identificar diferenças no comportamento do sistema, no que respeita às curvas características de altura de elevação versus caudal (RAMOS et al., 2009).

Quanto à aplicabilidade das bombas de deslocamento positivo, estas oferecem grandes oportunidades de aperfeiçoamento, eficiência e custos relativamente baixos. A sua capacidade de distribuição permanece quase constante ao longo da variação de pressão. A sua curva característica ao intersectar a curva característica da instalação permite um elevado nível de controlo do sistema, como se representa na Figura 2.27. É de notar que enquanto as bombas de deslocamento positivo (PD) originam escoamento (para diferentes quedas), as bombas centrífugas têm por objectivo originar pressão (RAMOS et al., 2009).

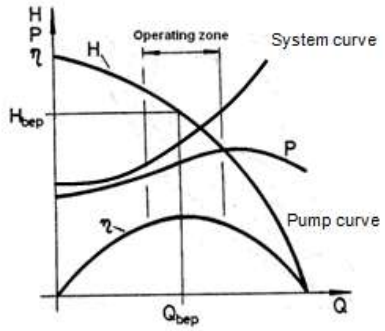


Figura 2.26 - Comportamento de uma bomba centrifuga e a faixa de operação que se obtém por intersecção das curvas de instalação com a curva da bomba (adaptado de RAMOS et al., 2009).

Comparando as análises entre as bombas centrífugas e a bombas rotativas, pode concluir-se: (i) as rotativas são mais adequadas para fluidos viscosos e são adequadas até caudais da ordem de 200 l/s enquanto as centrífugas podem bombear até 7600 l/s, (ii) os rendimentos e os custos energéticos são em geral melhores nas bombas rotativas, (iii) as máquinas rotativas apresentam um maior controlo do escoamento, (iv) ambas as máquinas apresentam um equivalente custo de ciclo de vida. No entanto, a escolha de uma destas bombas não é fácil, uma vez que é importante compreender o comportamento de cada uma delas (ver Figura 2.27) (JACOBY, 2007).

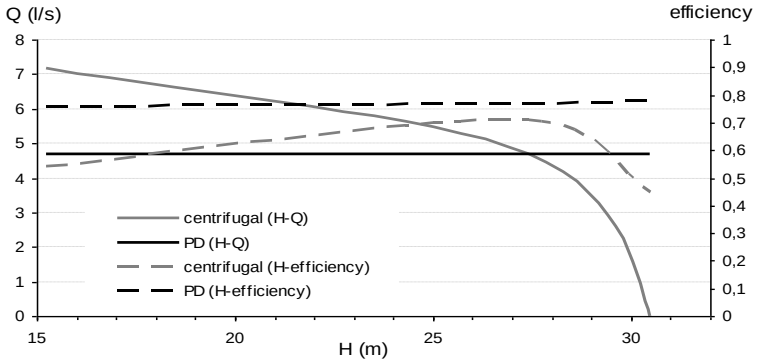


Figura 2.27 - Curvas características de bombas centrífugas e de deslocamento positivo (PD): Caudal e rendimento versus pressão (RAMOS et al., 2009).

Nas bombas centrifugas o comportamento do fluido depende da variação de pressão, enquanto nas bombas de deslocamento positivo (PD) o fluxo é sensivelmente constante. Da análise à Figura 2.27 relativamente às curvas de rendimentos, verifica-se que as alterações de pressão nas bombas PD têm pouco efeito, ao contrário das centrífugas. De uma maneira geral, as bombas PD podem produzir mais pressão do que as centrífugas, sendo também mais adequadas na aplicação a fluidos de elevada viscosidade. Outra situação em que é adequado o uso de bombas PD é o caso em que as condições de instalação exijam pressão variável. Outro factor decisivo resulta na velocidade de rotação, que numa bomba PD esta tende a rodar para valores mais baixos e com caudal constante, ao contrário das centrífugas (RAMOS et al., 2009). Por fim, pode-se concluir que uma bomba PD adapta-se muito bem para baixos caudais (RAMOS et al., 2009).

A Figura 2.28 mostra uma classificação típica de bombas. No caso das bombas PD, estas dividem-se em duas grandes classificações: rotativas e alternativas.

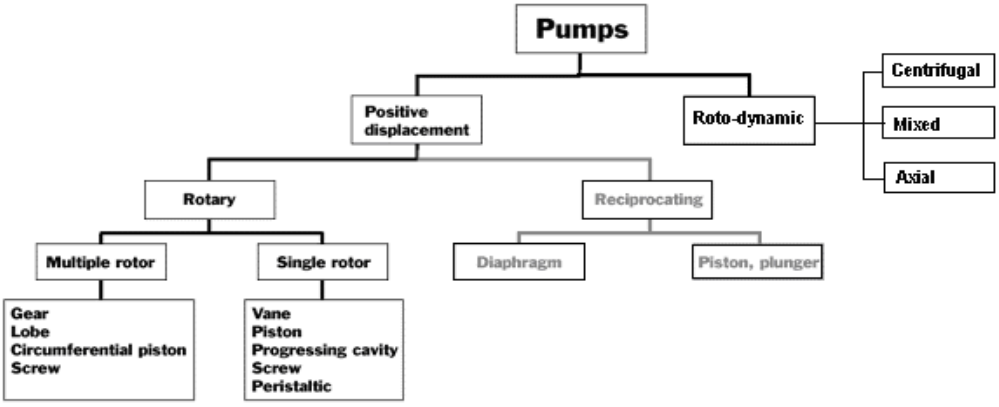


Figura 2.28 - Classificação típica de bombas (RAMOS et al., 2009).

As bombas rotativas operam com movimento circular, deslocando uma porção de líquido em cada rotação do veio. Em geral, este movimento é realizado por elementos de bombagem já referidos (e.g., parafusos, palhetas, rodas dentadas) que se movem de forma a expandir os volumes de líquidos permitindo-os entrar na bomba. Estes volumes são então contidos pela geometria da bomba até à rotação dos elementos móveis, de modo a reduzir o volume e a forçar o líquido para o exterior da bomba. O escoamento que provém da sua rotação não é afectado significativamente pelo diferencial de pressão, apresentando-se então regular e contínuo (PARKER, 1994). As bombas PD rotativas apresentam folgas internas muito apertadas que permitem minimizar a quantidade de líquido que se perde, conduzindo a rendimentos bastante bons. Estas bombas funcionam bem com uma ampla gama de viscosidades, particularmente para viscosidades elevadas.

Em oposição, as bombas centrífugas diferem das bombas rotativas de deslocamento positivo na medida em que dependem também da energia cinética, e não só de meios mecânicos para deslocar o fluido. Assim o líquido que entra para o interior da roda da bomba ganha energia à medida que se move para a saída do rotor. O líquido é forçado a sair da bomba pela energia que obtém a partir da rotação rotor. Estas bombas centrífugas podem transferir grandes quantidades de volume de líquido, no entanto a eficiência decresce rapidamente à medida que a altura de elevação e a viscosidade aumentam (RAMOS et al., 2009).

2.2.6. Semelhança de turbomáquinas

A grande maioria das estruturas hidráulicas é projectada com base em ensaios realizados com modelos à escala reduzida. De acordo com RAMOS (1995), a teoria da semelhança em turbomáquinas é utilizada em diferentes tipos de aplicação e é de extrema importância nas áreas de investigação experimental baseada em modelos reduzidos. A obtenção de curvas características na análise das condições de funcionamento de turbomáquinas, quando sujeitas a diferentes condições de exploração, exige um estudo aprofundado baseado em parâmetros característicos assim como no desenvolvimento de projectos de produção de energia e na concepção das turbinas.

O comportamento destes equipamentos fundamenta-se na teoria da semelhança hidráulica, que compreende a verificação da semelhança geométrica, da semelhança cinemática e da semelhança dinâmica. Para a semelhança geométrica, as dimensões da turbina não podem ser reduzidas a uma escala muito pequena sob pena do protótipo estar sujeito a efeitos de escala. Na semelhança cinemática o triângulo de velocidades é idêntico equivalente à entrada e à saída, e no caso de semelhança dinâmica o polígono de forças deve ser semelhante quer no protótipo como no modelo (RAMOS, 1995, 2003).

Segundo RAMOS (1995, 2003) a semelhança de Reynolds não é válida devido ao facto do valor do número de Reynolds ser mais baixo no modelo, ou em laboratório, do que no protótipo, o mesmo já não acontece com o uso da semelhança de Froude que garante a relação entre as forças de inércia e as forças gravíticas tanto no modelo como no protótipo, bem como a semelhança do gradiente de pressão para uma determinada velocidade média. A verificação destas condições permite uma abordagem científica para seleccionar a turbina que melhor se ajusta às condições de projecto.

De acordo com QUINTELA (2205), a semelhança de turbomáquinas hidráulicas é um caso particular da semelhança dinâmica. Pode tratar-se de uma forma simples, partindo da consideração de que turbomáquinas geometricamente semelhantes funcionam em condições de semelhança desde que tenham o mesmo rendimento. De facto ao exprimirem-se as relações do rendimento de uma turbina e de uma bomba em função das velocidades específicas à entrada e à saída da roda, conclui-se que a condição de igual rendimento de duas turbomáquinas geometricamente semelhantes pode exprimir-se pela igualdade daquelas velocidades específicas:

$$v_1 = v_1' \qquad v_2 = v_2'$$
$$c_1 = c_1' \qquad c_2 = c_2'$$
$$\omega_1 = \omega_1' \qquad \omega_2 = \omega_2'$$

A partir destas equivalências e da igualdade existente entre os ângulos dos vectores de velocidade à entrada (1) e à saída (2) das pás $(\alpha_1 = \alpha_1')$ e $(\alpha_2 = \alpha_2')$, obtém-se uma igualdade entre rendimentos para turbinas geometricamente semelhantes:

$$2(v_1 c_1 \cos\alpha_1 - v_2 c_2 \cos\alpha_2) = 2\left(v_1' c_1' \cos\alpha_1' - v_2' c_2' \cos\alpha_2'\right) \tag{2.1}$$

De acordo com as igualdades anteriores deduzem-se as seguintes relações entre velocidades em pontos homólogos de duas turbomáquinas (válidas não só à entrada e à saída da roda, como também no seu interior) (QUINTELA, 2005), ou seja pontos semelhantes situados em posições equivalentes, em que o centro de uma turbina é homólogo ao centro de outra:

$$\frac{V}{V'} = \frac{C}{C'} = \frac{\omega}{\omega'} = \left(\frac{H}{H'}\right)^{1/2} \tag{2.2}$$

onde H e H' correspondem às quedas úteis ou alturas totais de elevação consoante se trate de turbinas ou de bombas.

A velocidade periférica (C), ao longo de uma circunferência de diâmetro D com centro no eixo da roda, e a velocidade de rotação relacionam-se segundo a expressão:

$$\frac{D}{D'}\ \frac{N}{N'} = \frac{C}{C'} \tag{2.3}$$

que pode ser descrita, em virtude da equivalência entre velocidades (enunciada anteriormente), por:

$$\frac{N}{N'} = \left(\frac{H}{H'}\right)^{1/2} \frac{D'}{D} \tag{2.4}$$

Tal como existem pontos homólogos entre duas turbomáquinas, podem existir comprimentos homólogos, que consistem numa relação entre áreas homólogas através da seguinte relação:

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{V}{V'}\ \frac{A}{A'} = \frac{V}{V'}\ \left(\frac{D}{D'}\right)^2 \quad \Leftrightarrow \quad \frac{Q}{Q'} = \left(\frac{H}{H'}\right)^{1/2} \left(\frac{D}{D'}\right)^2 \tag{2.5}$$

podendo escrever-se também da seguinte forma:

$$\frac{P}{P'} = \frac{Q}{Q'}\ \frac{H}{H'} = \left(\frac{H}{H'}\right)^{3/2} \left(\frac{D}{D'}\right)^2 \tag{2.6}$$

ou ainda

$$\frac{N}{N'} = \left(\frac{P'}{P}\right)^{1/2} \left(\frac{H}{H'}\right)^{5/4} \tag{2.7}$$

Contudo, com base em experiências anteriores, verifica-se que duas turbinas geometricamente semelhantes, funcionando com velocidades que satisfaçam a condição (2.4), apresentam rendimentos diferentes desde que a relação entre comprimentos homólogos seja elevada. Isto deve-se ao efeito de escala existente entre as duas máquinas, estimulado pelo efeito da viscosidade que provoca perdas de carga impedindo, desta forma, uma variação proporcional ao quadrado da velocidade de escoamento. Assim, a relação entre quedas úteis de turbinas, ou alturas totais de elevação de bombas não corresponde ao quadrado da relação entre velocidades, (2.2), pelo que velocidades específicas homólogas não coincidem e os rendimentos são então diferentes. Deste modo, é natural que os protótipos apresentem rendimentos mais elevados em comparação com os modelos reduzidos (QUINTELA, 2005).

Se duas máquinas apresentarem o mesmo diâmetro e funcionarem em condições de semelhança, então verificam-se as seguintes relações:

$$\frac{N}{N'} = \left(\frac{H}{H'}\right)^{1/2} \quad (2.8)$$

$$\frac{Q}{Q'} = \left(\frac{H}{H'}\right)^{1/2} \quad (2.9)$$

$$\frac{P}{P'} = \left(\frac{H}{H'}\right)^{3/2} \quad (2.10)$$

A primeira relação mostra uma certa inconformidade, em condições de semelhança, no que respeita à variação da constância da velocidade de rotação com a queda. Este condicionalismo é bastante visível em turbinas acopladas a geradores e nas bombas acopladas a motores eléctricos (QUINTELA, 2005).

Sob condições de semelhança operacionais, tanto no modelo como no protótipo a velocidade específica de uma turbina é dada por:

$$n_{spt} = N\frac{\sqrt{P}}{H^{5/4}} \quad (2.11)$$

sendo

N – velocidade de rotação nominal (rpm);

P – potência (kW);

H – queda útil (m).

2.2.7. Potência de turbomáquinas

Numa turbina ou numa bomba, a força que o escoamento exerce sobre uma dada secção traduz-se na sua potência hidráulica, dada por:

$$P_h = \gamma Q H_u \quad (2.12)$$

Desta forma determina-se a potência cedida pelo escoamento ao atravessar uma determinada máquina hidráulica, em que:

H_u - é a queda útil, igual à diferença entre a carga hidráulica nas secções de entrada e saída da máquina (m);

γ - peso volúmico do fluido (N/m^3);

Q - caudal escoado (m^3/s).

Quando o escoamento entra numa dada secção desenvolve uma força traduzida pelo binário existente no veio, representando a potência disponível na turbina ou fornecida à bomba.

A potência motora é dada por:

$$P_{mec} = M\omega = \rho Q k \omega \quad (2.13)$$

em que:

P_{mec} – é a potência motora ou mecânica (W);

M – corresponde ao binário motor (N.m);

ω – representa a velocidade angular (rad/s).

A potência de uma turbina, é sempre inferior à potência que ela recebe do escoamento, e a de uma bomba é sempre superior à potência que ela cede ao escoamento. Esta diferença deve-se às perdas de energia existentes.

A potência fornecida pela máquina ao gerador será então equivalente a:

$$P_t = \eta_t P_{mec} \tag{2.14}$$

em que P_t e η_t são a potência e o rendimento da turbina.

O rendimento de uma bomba, contrariamente ao rendimento hidráulico de uma turbina é dado por:

$$\eta_b = \frac{P_{mec}}{P_h} \tag{2.15}$$

É de notar que o binário disponível no veio de uma turbina e a respectiva potência são funções unicamente das condições de velocidade à entrada e à saída da roda e independentes do traçado intermédio das pás (QUINTELA, 2005).

Nas instalações em que a queda útil disponível é pequena, é necessário que o caudal seja elevado para que a potência tenha um valor adequado. Para que o rendimento seja aceitável, a máquina terá que ter secções de passagem adequadas, ou então permitir que o escoamento se dê com uma velocidade apreciável sem grandes perdas de energia. O aumento das secções de passagem obriga a aumentar as dimensões gerais das máquinas, o que, além de conduzir a um custo maior, acarreta também o aumento das perdas mecânicas por atrito, com uma consequente diminuição do rendimento. Assim, as máquinas a utilizar devem permitir a passagem do escoamento com uma velocidade elevada, o que obriga a um estudo cuidadoso das formas a adoptar que estarão em contacto com o escoamento, de modo a reduzir as perdas associadas aos efeitos de turbulência.

2.2.8. Cavitação em turbomáquinas

O escoamento, ao longo das turbinas hidráulicas, apresenta características hidrodinâmicas e diversos comportamentos consoante a sua velocidade axial e radial, as pressões à entrada e saída e o tipo de roda. Durante o funcionamento da máquina, surgem fenómenos associados a estas características, como a cavitação e o aparecimento de vórtices de núcleo. Estes fenómenos são indesejáveis uma vez que causam problemas de instabilidade e forças hidrodinâmicas que prejudicam a eficiência da turbina (TORREIRA, 2002).

Segundo RIBEIRO (2007), o fenómeno de cavitação é caracterizado por erosão de contornos sólidos, vibrações e ruídos excessivos, diminuição do rendimento das turbinas hidráulicas, com significativa queda de potência. A erosão por cavitação ocorre devido à concentração de energia dissipativa numa área sólida próxima ou no próprio local do colapso. Essa concentração de energia é responsável pelas altas tensões localizadas que forçam os limites de resistência dos materiais. Deste modo, em todas as bombas é necessário garantir uma pressão ideal evitando problemas desta ordem. No entanto, caso esta pressão seja demasiada baixa, atingindo a pressão de vapor à temperatura corrente, desencadear-se-á uma intensa formação de vapor. As bolhas de vapor assim formadas, são conduzidas na veia líquida até atingir pressões mais elevadas (geralmente na região do rotor), onde então ocorre a implosão ou colapso destas bolhas, com a condensação do vapor e o retorno ao estado líquido. Este colapso dá-se em regiões com pressões bastante elevadas, levando ao desgaste do material da superfície ("pitting") onde ocorrem os colapsos. Geralmente a este fenómeno está associado um número repetido de vibrações e de um ruído característico. De notar que o local onde ocorre a erosão por cavitação não corresponde ao lugar onde há formação de bolhas, mas onde elas implodem.

Como já foi referido, quando a pressão exercida por um líquido em movimento é inferior à pressão de vaporização, este evapora-se originando um elevado número de bolsas de vapor que ao se deslocarem para zonas de maior pressão acabam por rebentar. A formação e o colapso destas bolhas constituem o fenómeno de cavitação.

A cavitação pode ocorrer com maior ou menor intensidade. Quando ocorre com pouca intensidade, os efeitos são bastante imperceptíveis, não se notando grandes alterações no desempenho da bomba, nem ruído ou vibrações. Com o aumento da intensidade, os efeitos traduzem-se em ruídos característicos, condicionando o desempenho da bomba por meio de redução da altura manométrica total e do rendimento. Além destes efeitos poderão também surgir vibrações que comprometam a estabilidade operacional da bomba.

Os danos provocados por cavitação em bombas centrífugas ocorrem, geralmente, no rotor (Figura 2.29), não obstante de ocorrerem no corpo ou no difusor. Os pontos críticos do rotor normalmente situam-se na parte frontal da pá, caso o ponto de funcionamento da bomba esteja à esquerda da vazão correspondente ao ponto de melhor rendimento, ou na parte de trás, caso esteja situada à direita (TORREIRA, 2002).

Figura 2.29 – Rotor danificado pela cavitação (RAMÍSIO, 2005).

O aumento do risco da cavitação ocorre sobretudo na escolha do tipo de máquinas hidráulicas, que se traduz numa tendência relacionada com rotações elevadas de funcionamento, com a finalidade de se reduzir as dimensões do equipamento, levando, consequentemente a uma diminuição do custo.

Resumindo, a cavitação numa máquina apresenta as seguintes desvantagens: criação e colapso de bolhas de vapor que podem danificar o equipamento; a eficiência da máquina é afectada, uma vez que passa a escoar-se uma mistura de líquido e vapor com uma densidade mais baixa (RAMÍSIO, 2005).

Vários testes e experiências demonstram que, aquando do colapso das bolhas de vapor, geram-se impulsos de pressão muito elevados acompanhados por fortes ruídos e que a acção repetitiva desses impulsos produz uma espécie de corrosão difusa, levando a deformações do material constituinte da tubagem. Ao longo do tempo essas deformações levam ao desgaste e até mesmo à erosão do material. As elevadas temperaturas, geradas pelas forças de compressão e a presença frequente de gases ricos em oxigénio agravavam consideravelmente a erosão e a corrosão sendo necessário substituir rapidamente o material danificado ou, caso não seja possível essa substituição deve-se proceder a soldaduras ou reparos do material (ESHA, 2006)

A cavitação é caracterizada por um coeficiente σ, coeficiente de Thoma, que se pode considerar como uma medida de susceptibilidade de uma máquina em relação à cavitação. Em condições de semelhança geométrica e dinâmica entre turbinas, este coeficiente é equivalente. Assim, σ varia com o número específico de rotações dependendo, porém o seu valor, do tipo de roda de cada turbina, nomeadamente no que respeita à curvatura das pás (QUINTELA, 2005). Como para evitar problemas de cavitação numa turbina, é necessário que esta seja instalada a uma altura da ordem da altura de aspiração (h_s) definida por:

$$h_{s\,max} = \frac{P_{atm}}{\gamma} - + \frac{t_v}{\gamma} - \sigma H \tag{2.16}$$

em que

P_{atm} – pressão atmosférica local, absoluta;

t_v – tensão de vaporização

H – queda útil

Com base em experiências obtidas através de protótipos e modelos, nos quais a cavitação desenvolvida não induz funcionamento inconveniente, têm sido propostas equações ou curvas de variação de σ com n_{spt}. Nestas equações há que ter em atenção a secção (ou o ponto) de referência da roda. Segundo BUREAU OF RECLAMATION (1976), para turbinas de eixo vertical o coeficiente σ é dado por:

$$\sigma = \frac{n_{spt}^{1.64}}{50000} \tag{2.17}$$

sendo n_{spt} definido para a queda útil de 1 m e a potencia de 1 CV, com a altura de aspiração medida em relação à secção em que é menor o diâmetro interior da coroa exterior da roda.

O número específico de rotações (n_{spt}), permite definir a velocidade de rotação *n* que o grupo turbina-alternador terá e avaliar as dimensões gerais aproximadas da turbina. As dimensões gerais exactas e as dimensões mais pormenorizadas da turbina só serão estabelecidas pelos fabricantes. A velocidade de rotação pode ser fixada pelo projectista, com base no número específico de rotações, ou pode ser proposta pelo fabricante da turbina (QUINTELA, 2005). A partir do número específico de rotações, calcula-se a primeira aproximação da velocidade de rotação (n), através da expressão:

$$N = n_{spt} \frac{H^{5/4}}{P^{1/2}} \tag{2.18}$$

em que *H* é a queda útil correspondente aos melhores rendimentos e *P* a potência da turbina sob essa queda.

No que diz respeito às bombas, a altura total de elevação corresponde à diferença de carga em secções à saída e à entrada da bomba. Nas bombas com evoluta, essas secções são as das flanges de impulsão ou compressão e de aspiração. A carga em cada uma dessas secções é obtida medindo a pressão com manómetros e adicionando à cota piezométrica a altura cinética, afectada do coeficiente de Coriolis (QUINTELA, 2005). A designação de altura manométrica é equivalente à altura total de elevação.

O número específico de rotações (n_{spb}) de uma determinada bomba é a velocidade de rotação de uma bomba geometricamente semelhante à primeira que, funcionando com igual rendimento, impulsiona um caudal unitário a uma altura total de elevação unitária (QUINTELA, 2005). Assim, de acordo com as leis de semelhança, uma bomba girando à velocidade *n*, impulsiona um caudal Q, contra a altura total de elevação *H*, com um número especifico de rotações (em rpm) de:

$$n_{sqb} = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \tag{2.19}$$

Para a definição do n_{sqb} de uma bomba consideram-se os valores de *Q* e *H* correspondentes ao ponto óptimo de funcionamento. Alguns autores e fabricantes usam, a definição do número específico de rotações apresentado para a turbina, em função da potência em vez do caudal:

$$n_{spt} = N \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}} \tag{2.20}$$

em que o número especifico de rotações de uma bomba geometricamente semelhante, com igual rendimento, produz uma altura total de elevação unitária, com o consumo de potência unitária.

Quanto à cavitação no interior de uma bomba, as regiões mais afectadas pela erosão por cavitação são as pás da roda, do lado da aspiração, junto da inserção no veio. Para definir as condições de instalação de uma bomba, sem que ocorra cavitação ou pelo menos sem que os seus efeitos sejam inconvenientes, considera-se a seguinte expressão:

$$\frac{P_{abs}}{\gamma} = h_s + \frac{P_s}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + \Delta H \quad (2.21)$$

onde

p_{abs} – pressão absoluta na superfície do líquido do reservatório de alimentação (pressão atmosférica local no caso de reservatório aberto);

hs – altura de aspiração (altura do eixo da secção da flange de aspiração, medida acima da superfície livre do líquido no reservatório de alimentação);

g – à aceleração da gravidade (m/s^2);

$v^2/(2g)$ – altura cinética na secção da flange de aspiração (m);

ΔH – perda de carga entre o reservatório de alimentação e a secção da flange de aspiração;

p_s – pressão no eixo da secção da flange de aspiração;

A diferença entre a carga sobre o eixo na secção da flange de aspiração e a altura piezométrica no ponto de pressão mínima designa-se por NPSH:

$$NPSH = \frac{P_s}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} - \frac{P_{min}}{\gamma} \quad (2.22)$$

sendo *NPSH* - Net Positive Suction Head (m), diferença entre a pressão estática absoluta e a tensão de vapor do líquido e constitui uma característica de cada bomba que depende do caudal e da velocidade de rotação. O valor máximo da altura de aspiração que impede o fenómeno de cavitação verifica-se quando a pressão mínima iguala a tensão de saturação de vapor do fluido, resultando:

$$NPSH = \frac{P_{abs}}{\gamma} - (h_{s\,max} - \Delta H) - \frac{t_v}{\gamma} \quad (2.23)$$

Por fim, a condição da altura de aspiração ser inferior ao valor máximo admissível, exprime-se por:

$$NPSH \leq \frac{P_{abs}}{\gamma} - (h_s - \Delta H) - \frac{t_v}{\gamma} \quad (2.24)$$

Assim, uma bomba quando roda a uma velocidade de rotação *n* representa para um determinado caudal, um NPSH, que de acordo com a expressão anterior, deverá ser inferior à carga absoluta útil que se dispõe na flange de aspiração e que depende, desta forma, das condições de instalação.

3. Concepção de máquinas hidráulicas

3.1. Introdução

No âmbito desta dissertação procura-se desenvolver um mecanismo de produção de energia com o intuito de adaptá-lo a sistemas de distribuição de água. Tendo em conta os diversos sistemas de aproveitamento hidroeléctrico e a sua contribuição no desenvolvimento das energias renováveis, procura-se obter engenhos destinados a funções específicas, através da modificação de outros existentes mas adoptados a novas condições de aplicação. Deste modo estudam-se vários dispositivos utilizados em diversos campos da engenharia hidrodinâmica, nomeadamente a solução inspirada no motor Wankel e em turbinas hélice.

Efectuado um levantamento exaustivo dos possíveis equipamentos hidromecânicos mais adequados a baixas potências e menos explorados em termos de aplicações e que possam originar soluções de baixo custo, destacam-se uma turbina volumétrica de deslocamento positivo, a bomba a funcionar como turbina e a hélice adaptada a diversas situações. Deste modo procura-se compreender o seu funcionamento e adaptar o equipamento às soluções mais viáveis através da modificação e concepção destas máquinas, de forma a oferecer uma resposta fiável e positiva face à aplicabilidade pretendida.

3.2. Máquinas volumétricas

3.2.1. Bombas alternativas

Bombas de Pistão

A utilização de máquinas alternativas para aproveitamento da energia de um escoamento tem já uma longa história. Com efeito, as máquinas a vapor (de Thomas Newcomen em 1712 e James Watt em 1765) que permitiram o florescimento da era industrial e do transporte ferroviário no séc. XVIII, e os motores de explosão utilizados actualmente na maior parte dos veículos de transporte terrestre e marítimo e em muitas máquinas industriais são um exemplo desse tipo de equipamento, que funcionam com vapor de água ou gases aquecidos.

Como já foi referido anteriormente, nas máquinas volumétricas o escoamento é confinado em um ou mais compartimentos estanques, de volume variável. A variação de volume pode ser conseguida através de um movimento de translação alternativo ou de um movimento de rotação e os compartimentos podem ocupar uma posição fixa ou deslocar-se ao longo da máquina.

Face ao exposto e ao objectivo desta investigação, proceder-se-á a uma análise e a uma breve descrição sobre o tipo de equipamentos a estudar.

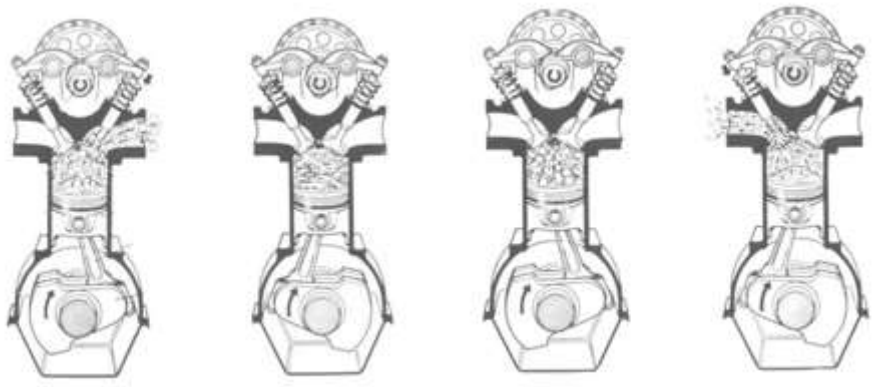
As bombas de êmbolo alternativo podem considerar-se bombas permanentes, aspirante-permanente e apenas aspirante, sendo a segunda a mais utilizada. Este tipo de bombas permite aspirar o líquido de um depósito inferior direccionando-o, posteriormente para um nível superior ao da bomba.

Funcionamento

Nas bombas de pistão, existe um êmbolo que se move alternadamente para baixo e para cima como resultado de forças que sobre ele actuam. Este movimento alternativo, rectilíneo, ascendente e descendente é transmitido ao sistema biela/manivela e aí transformado em movimento circular contínuo. Posteriormente este movimento criado pelos binários, resulta numa força, a força motora. Nos topos do cilindro encontram-se dois tipos diferentes de válvulas, dispostas uma oposta à outra: a válvula de admissão (ou aspiração) que só deixa entrar líquido proveniente da tubagem de aspiração, e a válvula de escape (ou pressão) por onde o líquido sai para a tubagem de compressão. Estes dispositivos denominam-se por válvulas de retenção que promovem a circulação do líquido apenas num só sentido.

A cada movimento do êmbolo, quer ascendente quer descendente, para cada rotação do veio da manivela, corresponde dois tempos descritos pelo êmbolo. Quando o êmbolo está no extremo superior do seu percurso diz-se que está no ponto morto superior (PMS) e, quando está no extremo oposto, diz-se no ponto morto inferior (PMI) (OLIVEIRA, 1982).

A acção desempenhada por este ciclo de quatro tempos (Figura 3.1) é repetida continuamente enquanto o motor trabalha. Durante o tempo de admissão, o êmbolo desloca-se em direcção ao PMI e a válvula de admissão encontra-se aberta (Figura 3.1 (a)). Este movimento descendente do êmbolo cria uma depressão (vácuo parcial) no cilindro, permitindo que o fluido escoe rapidamente, através da válvula de admissão. Após o êmbolo atingir o PMI a válvula de admissão fecha. Com ambas as válvulas fechadas a parte do cilindro acima do êmbolo, torna-se num espaço estanque, obrigando a inversão do sentido do êmbolo em direcção ao PMS, comprimindo assim o fluido. Esta compressão confina o líquido num valor entre um sétimo e um décimo do seu volume original. Do mesmo modo tanto a pressão como a temperatura sobem em sentido inverso ao valor desta redução de volume (Figura 3.1 (b) (OLIVEIRA, 1982). De seguida, o fluido fica acomodado na estrutura, fenómeno denominado de expansão, na qual o pistão realiza um movimento descendente desde o PMS ao PMI (Figura 3.1 (c)). Logo que o êmbolo termina o tempo de expansão, a válvula de escape abre, onde rapidamente se escoe o fluxo contido na câmara com a ajuda do êmbolo, que se desloca para cima, em direcção ao PMS (Figura 3.1 (d)).



(a) Admissão (b) Compressão (c) Expansão (d) Escape

Figura 3.1 – Esquema sobre as várias fases de ciclo do êmbolo, (OLIVEIRA, 1982).

No PMS, o volume do cilindro é mínimo e é conhecido como o volume morto, V_c. Por outro lado, no PMI o volume do cilindro é máximo, correspondendo ao volume total V_t. A diferença entre estes volumes corresponde ao volume deslocado pelo pistão, V_d, e a razão entre eles é conhecida como razão de compressão r_c, (OLIVEIRA, 1982):

$$r_c = \frac{V_d + V_c}{V_c} \tag{3.1}$$

Quando um pistão se move dentro de um cilindro (Figura 3.2) com movimento linear alternativo, a velocidade de deslocamento do pistão varia periodicamente entre um valor nulo nos extremos do percurso e um valor máximo (positivo ou negativo) num ponto intermédio. Uma vez que o caudal escoado é proporcional à velocidade do pistão, é impossível a alimentação do cilindro com um caudal constante.

A transformação do movimento linear alternativo do pistão no movimento circular do veio do alternador pode ser efectuado através do mecanismo conhecido por biela e manivela, representado na Figura 3.3.

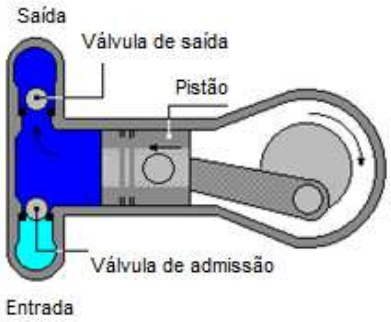


Figura 3.2 – Movimento de um pistão dentro do corpo de uma bomba
(adaptado de http://www.todomonografias.com).

Nestas bombas o movimento do líquido é direccionado/forçado pelo movimento de um ou mais pistões adaptados aos seus respectivos cilindros, tal como um compressor.

Durante a "queda" do pistão, abre-se a válvula de admissão (entrada), accionada pelo vazio criado pelo próprio pistão, enquanto a descarga é pressionada contra a parede do êmbolo, levando o líquido a ocupar o espaço situado acima desta. Quando o pistão sobe, o incremento de pressão fecha a válvula de admissão e empurra o líquido para a de saída, abrindo-a. A repetição deste ciclo de trabalho produz uma pressão de bombeamento pulsante que pode ser muito grande.

Através do esquema representado na Figura 3.3 é possível avaliar e quantificar o mecanismo linear do pistão.

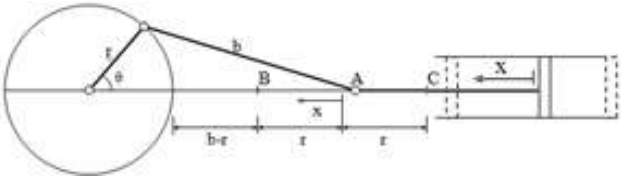


Figura 3.3 – Relações constitutivas sobre o movimento linear do pistão
(adaptado de RAMOS et al., 2009).

Caracterização do movimento

O ponto A (Figura 3.3) oscila ao longo do segmento de recta BC, com comprimento 2r. A distância do ponto médio desse segmento ao centro de rotação da manivela é igual a b. Designando por b e r, respectivamente, os comprimentos da biela e da manivela (b > r), e considerando para origem de x o ponto médio entre os extremos do movimento do pistão, segmento BC orientado no sentido do centro da manivela, a posição x do pistão será dada em função do ângulo θ pela expressão:

$$x = b - r\cos\theta - \sqrt{b^2 - r^2 sen^2\theta} \tag{3.2}$$

Se o eixo da manivela (ligado ao veio do alternador) rodar com velocidade angular ω constante, em torno do seu eixo, tem-se $\theta = \omega t$, e substituindo na equação acima, obtém-se:

$$x = b - r\cos(\omega t) - \sqrt{b^2 - r^2 sen^2(\omega t)} \tag{3.3}$$

que é equivalente a:

$$x = b - r\left[\cos(\omega t) - \sqrt{\frac{b^2}{r^2} - sen^2(\omega t)}\right] \tag{3.4}$$

ou, de um modo mais simplificado:

$$x = b - r(\cos(\omega t) - f) \tag{3.5}$$

em que:

$$f = \sqrt{\frac{b^2}{r^2} - sen^2\theta} \tag{3.6}$$

sendo a sua derivada, em ordem a t, dada por:

$$\frac{df}{dt} = \frac{1}{2}\left(\frac{b^2}{r^2} - sen^2\theta\right)^{-1/2}(-2\omega sen\theta\cos\theta) = -\frac{\omega sen\theta\cos\theta}{f} \tag{3.7}$$

Portanto a velocidade de deslocamento do pistão será dada por:

$$v = \frac{dx}{dt} = -r\left(\omega sen\theta - \frac{df}{dt}\right) = -r\left(\omega sen\theta - \frac{\omega sen\theta\cos\theta}{f}\right) = \omega r sen\theta\left(1 + \frac{\cos\theta}{f}\right) \tag{3.8}$$

ou

$$v = \omega r \operatorname{sen}\theta \left[1 + \frac{\cos\theta}{\sqrt{\frac{b^2}{r^2} - \operatorname{sen}^2\theta}}\right] \tag{3.9}$$

Sabendo a velocidade, obtém-se a aceleração do pistão:

$$a = \frac{dv}{dt} = \omega r \left(\omega \cos\theta \left(1 + \frac{\cos\theta}{f}\right) + \operatorname{sen}\theta \frac{-\omega \operatorname{sen}\theta f - \cos\theta \frac{-\omega \operatorname{sen}\theta \cos\theta}{f}}{f^2}\right)$$

$$\Leftrightarrow$$

$$a = \omega^2 r \left(\cos\theta + 1 + \frac{\cos^2\theta}{f} - \frac{\operatorname{sen}^2\theta}{f} + \frac{\operatorname{sen}^2\theta \cos^2\theta}{f^3}\right)$$

$$\Leftrightarrow$$

$$a = \omega^2 r \left(\cos\theta + \frac{(\cos^2\theta - \operatorname{sen}^2\theta)\left(\frac{b^2}{r^2} - \operatorname{sen}^2\theta\right)}{f^3} + \frac{\operatorname{sen}^2\theta \cos^2\theta}{f^3}\right)$$

$$\Leftrightarrow$$

$$a = \omega^2 r \left(\cos\theta + \frac{\frac{b^2}{r^2}\cos(2\theta) + \operatorname{sen}^4\theta}{f^3}\right)$$

obtendo-se a seguinte equação final:

$$a = \omega^2 r \left(\cos\theta + \frac{\frac{b^2}{r^2}\cos(2\omega t) + \operatorname{sen}^4(\omega t)}{\left[\frac{b^2}{r^2} - \operatorname{sen}^2(\omega t)\right]^{3/2}}\right) \tag{3.10}$$

A partir das fórmulas descritas anteriormente, apresentam-se nos gráficos seguintes, resultantes da aplicação das equações, os valores de x/r, v/ωr e a/ω^2r em função de ωt, para diferentes valores de b/r. Apresentam-se também nos mesmos gráficos, para efeitos de comparação, os valores de x/r, v/ωr e a/ω^2r para o caso do movimento harmónico simples (MHS), que corresponderia a uma biela de comprimento infinito (b/r = ∞), cujas expressões são:

$$x = -r\cos(\omega t) \tag{3.11}$$

$$v = \frac{dx}{dt} = \omega r \operatorname{sen}(\omega t) \tag{3.12}$$

$$a = \frac{dv}{dt} = \omega^2 r \cos(\omega t) \tag{3.13}$$

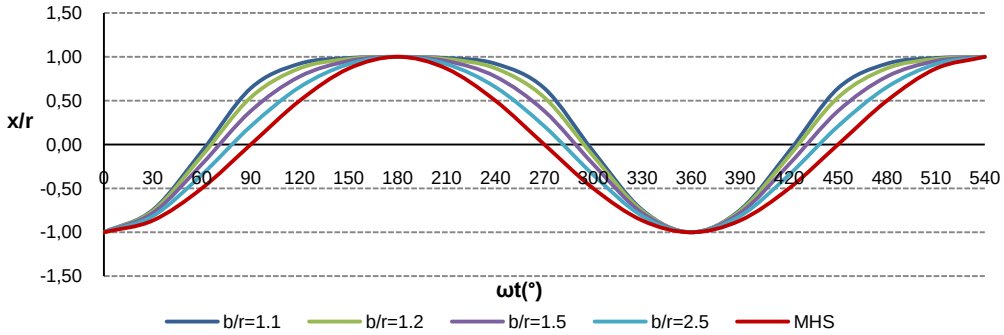


Gráfico 3.1 – Gráfico x/r em função de ωt (º), para várias relações entre o comprimento da biela (b) e o raio (r), e para o movimento harmónico simples (MHS) (RAMOS et al., 2009).

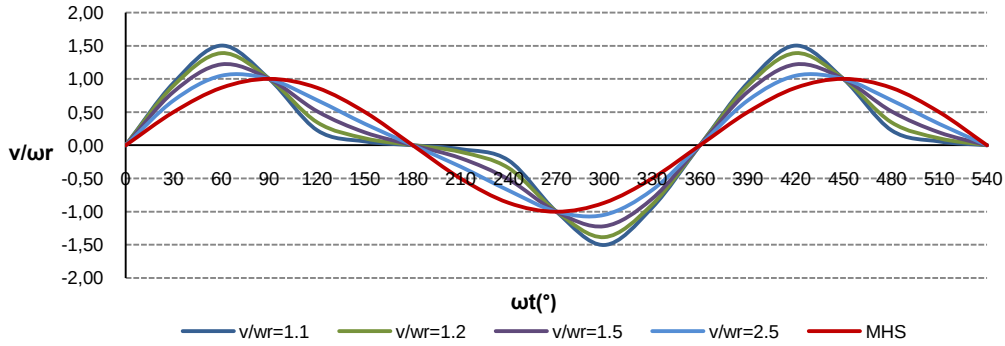


Gráfico 3.2 – Gráfico v/ωr em função de ωt (º), para várias relações entre o comprimento da biela (b) e o raio (r), e para o movimento harmónico simples (MHS) (RAMOS et al., 2009).

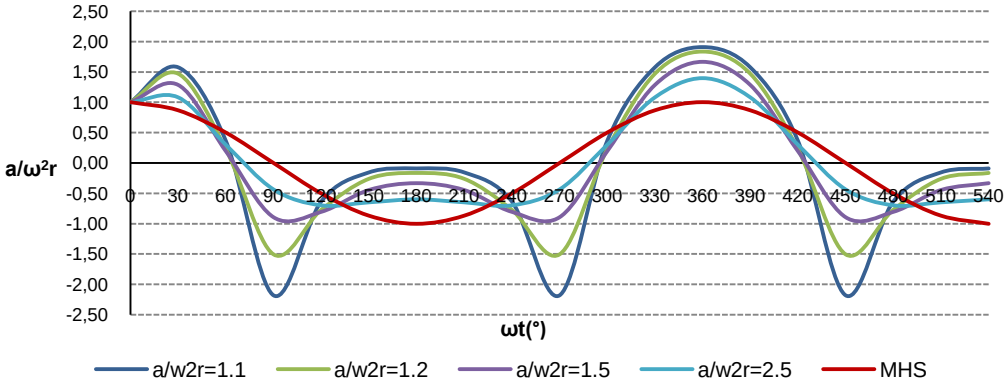


Gráfico 3.3 – Gráfico a/w^{2}r em função de ωt (º), para várias relações entre o comprimento da biela (b) e o raio (r), e para o movimento harmónico simples (MHS) (RAMOS et al., 2009).

Se considerarmos desprezáveis os atritos e a inércia das peças móveis, o binário (ou momento) exercido na manivela por uma força axial F_P aplicada no pistão e dirigida no sentido positivo de x será dada por:

$$M = F_P r \operatorname{sen}(\omega t)\left(\frac{\cos(\omega t)}{\sqrt{\frac{b^2}{r^2} - \operatorname{sen}^2(\omega t)}} + 1\right) \quad (3.14)$$

Comparando esta expressão com a da velocidade do pistão, verifica-se que $M / F_P = v/\omega$. A validade desta relação é evidente uma vez que a potência fornecida pelo líquido ao pistão ($P = F_P\, v$) tem que ser igual à potência transmitida pela manivela ao seu eixo ($P = M\, \omega$).

Movimento do escoamento num cilindro de entrada simples

Num cilindro com entrada simples o escoamento entra no cilindro durante a fase de avanço do pistão e sai durante a fase de recuo, dando origem a um escoamento intermitente, com um caudal proporcional à velocidade de deslocamento do pistão, quando esta é positiva, e um caudal nulo, quando esta é negativa. Neste caso, o caudal e o binário aplicado no veio da manivela (que lhe é proporcional) variam ao longo do tempo de acordo com o Gráfico 3.4:

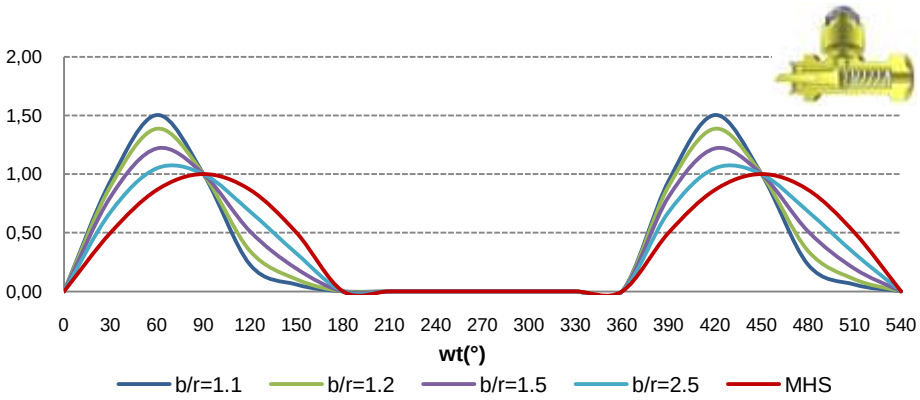


Gráfico 3.4 – Variação do caudal e do binário num cilindro de funcionamento simples (RAMOS et al., 2009).

O funcionamento nestas condições apresentaria grandes inconvenientes, tanto do ponto de vista do alternador, em que o esforço intermitente aplicado daria origem a variações da velocidade de rotação e a vibrações indesejáveis, como do escoamento, que seria fortemente variável. Por outro lado, a existência de um largo período com binário quase nulo (o binário real na fase de retorno do pistão é um pouco negativo, devido às inevitáveis forças de atrito) obrigaria a que o alternador tivesse inércia suficiente para garantir o retorno do pistão. A instalação de um volante de inércia adequado permitiria regularizar parcialmente a rotação do alternador, mas continuaria a subsistir o problema do arranque do sistema, que seria impossível se este se encontrasse parado numa posição de binário nulo (RAMOS et al., 2009).

A regularização do caudal poderia também ser parcialmente conseguida através da instalação de reservatórios de ar comprimido ligados aos circuitos de alimentação e descarga, mas esta solução, além de aumentar os custos do sistema, iria também introduzir perdas de carga adicionais que diminuiriam o rendimento.

Movimento do escoamento num cilindro de duplo efeito ou em vários cilindros

Para tornar o caudal e o binário menos variáveis pode fazer-se a admissão de ambos os lados do pistão, duplicando o circuito de alimentação, ou utilizar dois cilindros simples com movimento desfasado em 180º. Nesse caso, a potência do escoamento seria aplicada em ambos os sentidos do movimento do pistão e o caudal e o binário variariam de acordo com a Figura 3.4.

(a) (b)

Figura 3.4 – Cilindro de duplo efeito (a), ciclo de trabalho do cilindro de duplo efeito (b).

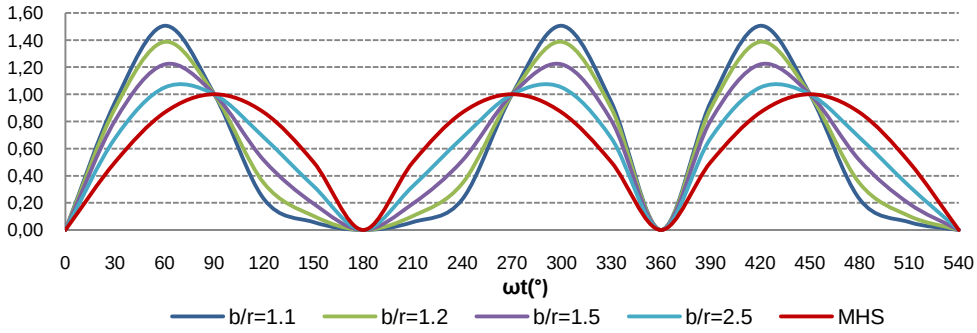


Gráfico 3.5 – Variação do caudal e do binário num cilindro de duplo efeito ou dois cilindros de efeito simples, desfasados de 180º (RAMOS et al., 2009).

Embora a variabilidade do caudal e do binário seja menor neste caso, continuaria a ser necessário um volante de inércia para regularização do binário e um reservatório de ar comprimido para a regularização do caudal. No entanto, continuariam a existir dois pontos de binário nulo, onde o arranque do sistema só com o esforço exercido pelo escoamento seria impossível.

A eliminação dos pontos de binário nulo só poderá ser conseguida utilizando pelo menos dois cilindros de funcionamento duplo desfasados de 90º ou três cilindros de funcionamento simples desfasados de 120º, Gráfico 3.6. Verificou-se também que o grau de regularização do caudal e do binário depende muito do comprimento da biela em relação ao da manivela, havendo vantagens em utilizar uma biela tão comprida quanto possível e reduzir o comprimento da manivela. Outro factor a ter em conta é o tamanho, a turbulência e o grau de vibração deste tipo de máquinas (RAMOS et al., 2009).

A utilização de uma máquina de pistões para produção de energia num sistema de abastecimento de água em pressão, para além da perda de rendimento devida às velocidades elevadas, que é agravada pela necessidade de existência de válvulas que controlem a alimentação

intermitente do cilindro, apresenta um inconveniente grave associado à variabilidade do escoamento (RAMOS et al., 2009).

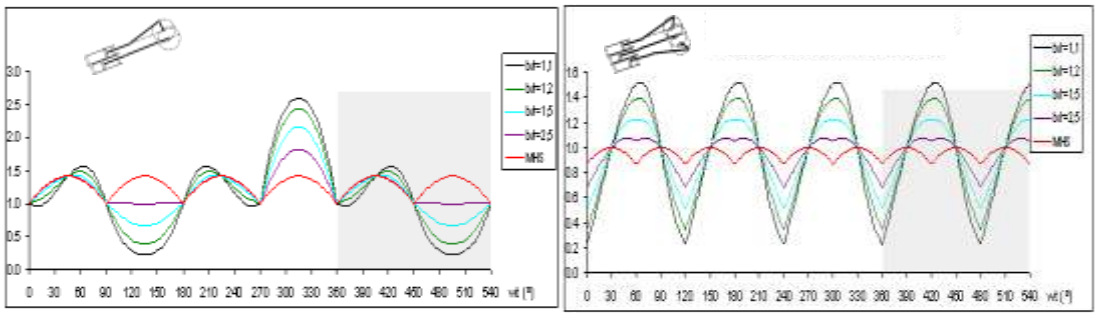


Gráfico 3.6 - Variação do caudal e do binário com dois e três pistões de duplo ou simples efeito desfasados de 90º e 120º respectivamente (RAMOS et al., 2009).

Porque a água é um fluido quase incompressível, as pequenas variações de caudal num circuito dão origem sempre a variações de pressão significativas, que se transmitem ao longo dos circuitos e podem pôr em causa a sua segurança. Se as flutuações de pressão forem periódicas e de frequência relativamente elevada, podem, mesmo que tenham pouca intensidade, dar também origem a vibrações, eventualmente amplificadas por fenómenos de ressonância (RAMOS et al., 2009).

Parâmetros característicos

No caso de uma bomba de simples efeito, por cada rotação completa da manivela ocorrem dois cursos do êmbolo, um de aspiração e outro de expulsão, (MACINTYRE, 1980), se, D, for o diâmetro do êmbolo e 2r o seu curso, em que r corresponde ao raio da manivela, o volume bombeado por rotação será:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} 2r = \frac{\pi D^2 r}{2} \tag{3.15}$$

Nas bombas de duplo efeito se for d, o diâmetro da haste, então o volume pode-se exprimir na seguinte equação:

$$V = \frac{\pi r}{2}[D^2 + D^2 - d^2] = \frac{\pi r}{2}[2D^2 - d^2] \tag{3.16}$$

Na verdade, havendo fugas no fechamento de válvulas, porque não fecham instantaneamente, e eventuais deficiências na sua estanqueidade, o volume real (V_r) bombeado será menor. Deste modo ao quociente entre o volume de líquido realmente bombeado e o volume gerado pela face activa do êmbolo no seu curso de aspiração, estabelece-se a fórmula do rendimento volumétrico (η_v) da bomba:

$$\eta_v = \frac{V_r}{V} \tag{3.17}$$

em que o seu valor varia de a 0,85 a 0,98 nas bombas de grandes dimensões e com boa estanqueidade. O seu valor é tanto menor quanto menor a viscosidade do líquido.

É importante referir que como os líquidos são praticamente incompressíveis, o caudal pode-se considerar independente da pressão a jusante, pelo que estas bombas são ainda hoje em dia utilizadas como doseadoras. Assim, o processo para regular o caudal pode ser feito sob dois modos diferentes: variar a velocidade, intercalando entre o motor e a bomba um variador de velocidade e variar o curso do êmbolo, ou seja, o raio da manivela por meio de uma variedade de processos mecânicos.

Estabelecido o rendimento volumétrico é possível determinar a potência consumida pela bomba (P) dada por:

$$P(CV) = \frac{\gamma Q H}{75 \eta_v \eta_B} \tag{3.18}$$

em que H é a altura de elevação e η_B o rendimento da bomba, que engloba o rendimento hidráulico e o rendimento mecânico. Estes rendimentos devem-se às perdas hidráulicas causadas por turbilhões nas passagens do fluido pelas válvulas e aos atritos nas paredes, no entanto quando comparadas com as perdas mecânicas são relativamente pequenas. Em bombas de pequeno tamanho considera-se $\eta_B \leq 0{,}5$ e em bombas de maiores dimensões e boa estanqueidade toma-se $\eta_B \approx 0{,}6$ a 0,8 (BARBOSA, 1984).

Efeitos dinâmicos

Apesar de ser possível atenuar o grau de irregularidade do caudal produzido pelas bombas alternativas de êmbolo, a partir da instalação de dois ou três cilindros de funcionamento duplo é impossível evitar a ocorrência do golpe de aríete nas condutas alimentadas por este tipo de bombas. Este efeito origina ruído característico que pode levar à fadiga dos materiais, e também desencadear sobrepressões instantâneas que podem levar a problemas de ruptura nas tubagens. A origem deste fenómeno resulta de uma perturbação brusca no escoamento, por exemplo de uma bomba ou de um fecho de uma válvula, que por ventura induz consequências gravosas devido à propagação das ondas de pressão ao longo da massa líquida.

A massa líquida ao sofrer uma variação de caudal através de uma conduta de secção constante (com comportamento rígido) suporta uma variação de velocidade, correspondente a:

$$v(t) = \frac{Q(t)}{S} \tag{3.19}$$

e por conseguinte a uma aceleração:

$$a(t) = \frac{dv(t)}{dt} \tag{3.20}$$

e a uma força de inércia de:

$$F_i = -m\,a \tag{3.21}$$

Se o líquido reduzir a velocidade, a aceleração passa a ser negativa originando uma alteração no sentido da força de inércia, que se desloca no sentido do deslocamento comprimindo o líquido que fica para jusante. Esta compressão origina um aumento de pressão do líquido provocando vibrações principalmente em curvas e em válvulas, devido à actuação permanente da força de inércia.

No caso de bombas doseadoras, em que o caudal é muito pequeno, o efeito do golpe de aríete quase não se faz sentir, no entanto uma simples tubagem elástica, seja de borracha ou de plástico, atenua o efeito de sobrepressão dissipando-o mais facilmente. Este tipo de material funciona como amortecedor dos aumentos e reduções de pressão que levam a aumentos e reduções de diâmetro por deformação plástica e por outro lado sendo a borracha, um material com comportamento vibroelástico, ou seja de grande histeresis[1] interna, a energia de vibração dissipa-se sob a forma de calor por atrito molecular.

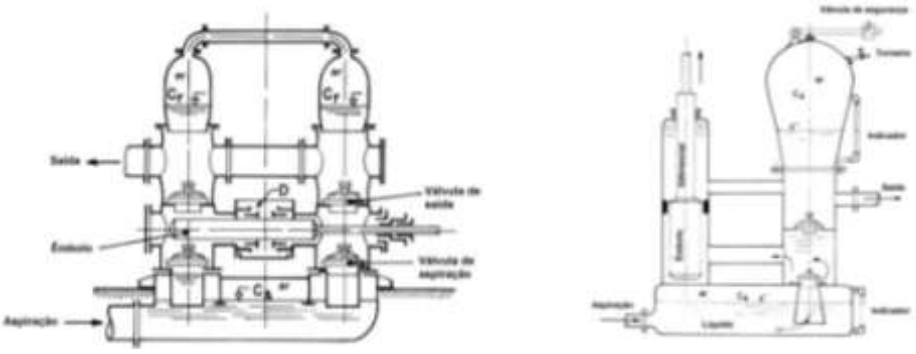
No caso de condutas metálicas, uma solução habitual é introduzir um reservatório com ar comprimido (RAC), que tanto pode ser incorporado na bomba como colocado num ponto do sistema a jusante da bomba.

Para manter o caudal da bomba de êmbolo praticamente constante, é necessário introduzir uma câmara com ar na tubagem de aspiração, pelo que quando a bomba pára, a pressão do ar na câmara de elevação deve corresponder à coluna do líquido, representada pela diferença de cotas entre a extremidade superior da conduta de elevação e o nível do líquido na câmara. Nesta situação o ar da câmara encontra-se sob depressão equivalente à coluna de líquido representada pela diferença entre as cotas do nível do líquido na câmara e do reservatório inferior. Quando a bomba opera com vazão superior à média, o líquido entra na câmara, aumentando a sua pressão, o mesmo sucede quando ocorre deficiência de descarga, em que a câmara liberta o líquido excedente, compensando-o. Na câmara de aspiração, quando a bomba solicita maior volume líquido, este é fornecido pela câmara, expandindo-se de forma a reduzir a pressão e proporcionando a aspiração do líquido no reservatório inferior (MACINTYRE, 1980).

Entre as bombas de êmbolo dotadas de câmaras com ar destacam-se, as bombas de duplo efeito, com câmaras de ar na aspiração e na elevação, e as bombas de simples efeito com êmbolo diferencial, Figura 3.5. As bombas de duplo efeito, Figura 3.5 (a), constam de duas câmaras, C_A e C_r, e de um êmbolo alongado adaptado a um dispositivo intermédio *D* de separação das câmaras. O movimento alternativo do êmbolo provoca uma variação contínua do volume ocupado em cada uma das câmaras, dando origem à aspiração e à elevação do líquido através das válvulas de comunicação. Como já referido anteriormente, o objectivo da câmara com ar de aspiração permite escoar o líquido uniformemente, atenuando assim a influência que a aceleração do líquido tem sobre a altura total de aspiração. Quanto às bombas de simples efeito, Figura 3.5 (b), consistem em obter

[1] histeresis: tendência do material conservar as propriedades, na ausência de estímulo gerado.

um funcionamento análogo ao duplo efeito, usando apenas uma válvula na aspiração e outra na saída, ao invés de dois pares. O êmbolo diferencial é constituído por uma única peça com dois trechos de diâmetros diferentes (MACINTYRE, 1980).



(a) (b)

Figura 3.5 – Bombas de êmbolo com câmara com ar: (a) duplo efeito, (b) êmbolo diferencial de simples efeito (adaptado de MACINTYRE, 1980).

As bombas de êmbolo começaram a ser substituídas pelas bombas centrífugas à medida que estas se aperfeiçoavam e melhoravam a sua técnica e processo de fabrico. Como consequência do seu desenvolvimento, as bombas centrífugas trouxeram inúmeras vantagens face às bombas de êmbolo, devido à sua simplicidade de projecto e construção, conseguidas pela redução do número de peças que a constituem, bem como o pequeno espaço que ocupam. Devido à sua simplicidade a ausência de válvulas apresenta uma reduzida manutenção, e permitem introduzir, quando necessário, certas características na forma do rotor para elevação de substâncias sólidas.

Porém as bombas de êmbolo, para grandes desníveis e descargas pequenas, podem ser a melhor ou a única solução, se a pressão for superior a 20 ou 30 atm. Até este limite podem-se usar bombas centrífugas de múltiplos estágios, no entanto não seria uma solução economicamente viável. Para líquidos de elevada viscosidade o rendimento das bombas centrífugas reduz-se, sendo necessário implementar bombas alternativas. Outra vantagem reside em instalações de vapor que podem servir de accionamento das bombas de êmbolo, dispensando o motor eléctrico ou serem usadas como bombas doseadoras, desde que se adaptem dispositivos de regulação apropriados (MACINTYRE, 1980).

Bombas de deslocamento positivo

De acordo com a seguinte citação: "*Neste tipo de motor, os pistões e as bielas não funcionam violentamente como nos motores convencionais. Não existe neste motor, também, a árvore de manivela. Por esta razão, o novo motor funciona com tanta suavidade sendo, ao mesmo tempo, muito robusto*", (Félix Wankel em 1955), este motor consiste essencialmente numa câmara cujo formato interno é uma epicicloide onde dentro dela, existe uma roda com um formato quase triangular, com os seus lados curvos, gira excentricamente em relação ao eixo principal. Fundamentalmente este motor engloba apenas duas partes móveis, o rotor triangular e o excêntrico, que integra o veio. De facto, o rotor roda no excêntrico, pelo que não são necessários tirantes ou bielas.

Ao longo do movimento das arestas do triângulo, estas normalmente vedam o ciclo, e o espaço entre o rotor e a câmara aumenta e diminui, tornando assim possível o processo de vácuo para a entrada do fluido. Assim o fluxo é feito através de entradas, desprezando então a utilização de válvulas e consequentemente o seu mecanismo de comando.

É importante notar que o binário do motor é transmitido para o veio através do excêntrico. As rodas, uma dentada externa e outra de dentada interna servem para manter a relação de fase entre as rotações do rotor e do veio, controlando assim o movimento rotacional do rotor. A roda dentada externa, é fixa a um dos lados do motor, em posição coaxial com o veio, pelo que a outra roda (a do rotor) caminha à sua volta (OLIVEIRA, 1982).

Figura 3.6 – Motor Wankel (fonte: http://www.google.com/motor_wankel)

Como já referido, Wankel propôs um ciclo OTTO, ou de quatro tempos, no entanto dado não haver movimento alternativo não há correspondência entre os tempos e os passos, tal como acontece no ciclo do motor alternativo. Contudo os quatro tempos presentes, nesse motor apresentam a mesma designação, admissão, compressão, explosão e exaustão. Porém, sendo esta máquina adaptada para condições de fluido incompressível, o ciclo de quatro tempos coincide apenas com as quatro fases de isolamento, identificadas na figura:

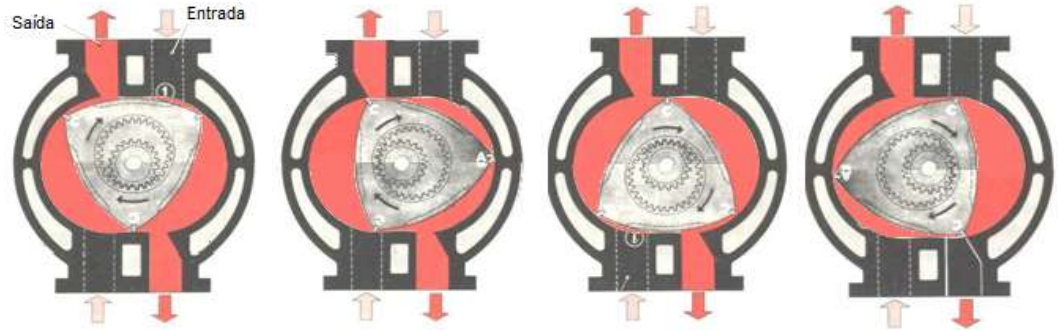


Figura 3.7 – Posições gerais de completo isolamento da roda de deslocamento positivo.

A partir da figura verifica-se que em cada uma das três câmaras móveis, formada por um flanco do rotor, passa pelas quatro fases em cada rotação completa do rotor. Consequentemente verificam-se três impulsos motores por cada rotação do rotor. No entanto, dado que o excêntrico (eixo) roda a uma velocidade três vezes superior à do rotor, o resultado é que há só um impulso motor por cada rotação do veio (OLIVEIRA, 1982).

Para que seja possível realizar a passagem do rotor pelas diversas fases, é necessário atender à geometria que este apresenta. De facto o rotor, aquando do seu movimento, descreve uma curva cicloidal, descrita por um ponto do raio de um círculo que roda sem escorregar sobre uma linha.

A este círculo chama-se círculo gerador e a linha sobre a qual ele roda, chama-se de directriz. A directriz pode assumir uma linha qualquer, mas preferencialmente adopta em regra, uma recta ou circunferência. Caso a directriz seja uma recta, a curva gerada chama-se de ciclóide[2]. Se a directriz for uma circunferência a curva maior chama-se epiclóide[3] ou hipociclóide[4] consoante o círculo gerador é exterior ou interior à directriz. Se no entanto a directriz for de menor diâmetro que a geratriz, então a curva gerada é uma periciclóide, (OLIVEIRA, 1982).

Qualquer das quatro curvas referidas, ciclóide, epiclóide, hipoclóide e periciclóide são traçadas por um ponto P da circunferência do círculo gerador, (OLIVEIRA, 1982). Quando o ponto P não se encontra na circunferência do círculo gerador, mas no prolongamento do seu raio, a curva descrita diz-se alongada, e se o ponto P se encontrar no interior da circunferência diz-se encurtada.

Segundo Oliveira, a ciclóidal que serve para definir e traçar o perfil da superfície, dentro do qual o rotor trabalha, é gerada por uma ciclóide que foi gerada por um círculo gerador que rola o interior da sua circunferência sobre o exterior de um círculo, menor, fixo. Através desta geometria gera-se uma periciclóide de dois lóbulos, em que a relação entre os raios do círculo gerador ou rolante (Rr) e do círculo fixo (Rf – directriz) é de 3:2, conforme se verifica na Figura 3.8. Ao mesmo tempo que o círculo rolante se move, sem escorregar, à volta da circunferência do círculo fixo, o seu centro (Cr) descreve um percurso circular à volta do centro do círculo fixo (Cf), com um raio igual a Rr-Rf, que é simultaneamente igual a Rf/2. A este raio é designado de excentricidade (E), (OLIVEIRA, 1982).

Para traçar a ciclóidal, parte-se do ponto gerador P, que se situa fora da circunferência do círculo gerador a uma distância (Rg) do centro desse círculo. A curva descrita é uma periciclóidal alongada.

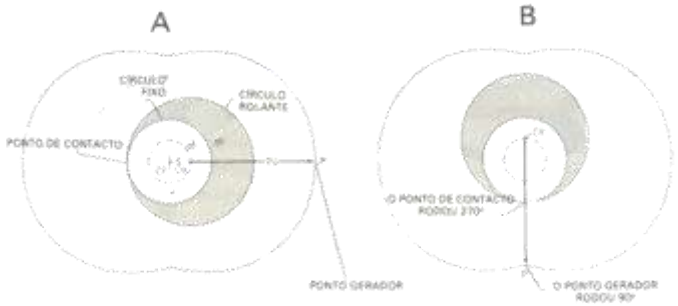


Figura 3.8 – Geometria do motor (OLIVEIRA, 1982).

Como os raios dos dois círculos têm uma relação de 3:2, os seus perímetros encontram-se na mesma proporção. Assim, quando um ponto de contacto, entre os círculos, percorre πRr, ou seja meia circunferência, percorre ao mesmo tempo $1{,}5\pi Rf$, ou seja três quartos do seu perímetro. Entretanto o círculo rolante rodou apenas 90º e por conseguinte o ponto gerador P deslocou-se exactamente os mesmos 90º. A partir da Figura 3.8, identificam-se as posições iniciais Figura 3.8 - A

[2]Entende-se por ciclóide, uma curva definida por um ponto de uma circunferência que rola sem deslizar sobre uma recta.

[3]Epiciclóide, curva gerada por sucessivas posições de um ponto pertencente a um círculo que rola externamente sem escorregar sobre uma circunferência fixa.

[4]Chama-se hipociclóide à curva descrita por um ponto de uma circunferência que rola internamente, sem escorregar sobre outra circunferência fixa.

e o deslocamento gerado pelo ponto P, Figura 3.8 - B, que como se pode observar a parte excêntrica deslocou-se 270º, cerca de três vezes o valor do ângulo descrito pelo ponto P (OLIVEIRA, 1982).

Aplicando esta metodologia (geométrica) ao dispositivo real, verifica-se que o raio da circunferência de círculo fixo (com roda dentada externa) corresponde a Rf e o raio da circunferência do círculo rolante (com roda dentada interna) é o Rr. Agora o ponto gerador P assume qualquer um dos vértices do triângulo, presentes no rotor. O excêntrico do veio é concêntrico com o círculo rolante, podendo não apresentar o mesmo raio. No entanto, ao ser concêntrico descreve o mesmo ângulo que o círculo rolante, ou seja, descreve um ângulo três vezes superior ao descrito no mesmo tempo pelo ponto gerador. Daí resultar que o excêntrico e o veio completam três rotações por cada rotação completa do rotor (OLIVEIRA, 1982). Nesta geometria as relações fixas entre os elementos, que influenciam na definição da curva, permitem que o número de variáveis essenciais para a sua completa caracterização seja apenas de duas: o raio de um dos círculos e o raio do ponto gerador (Rg). No entanto para efeitos de simplificação opta-se por definir a excentricidade (E), e a sua relação com Rg, isto é Rg/E, que se designa por factor de caracterização (K).

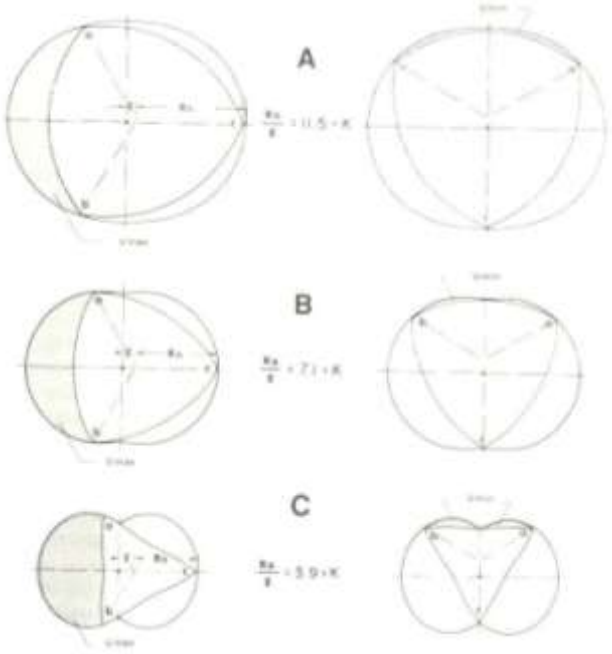


Figura 3.9 – Efeito do factor K (Oliveira, 1982).

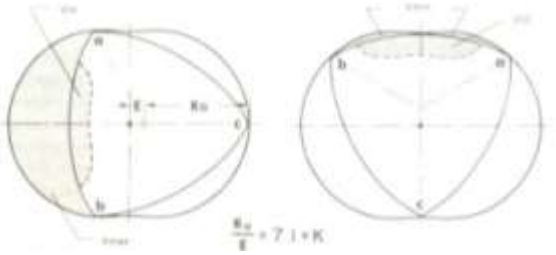


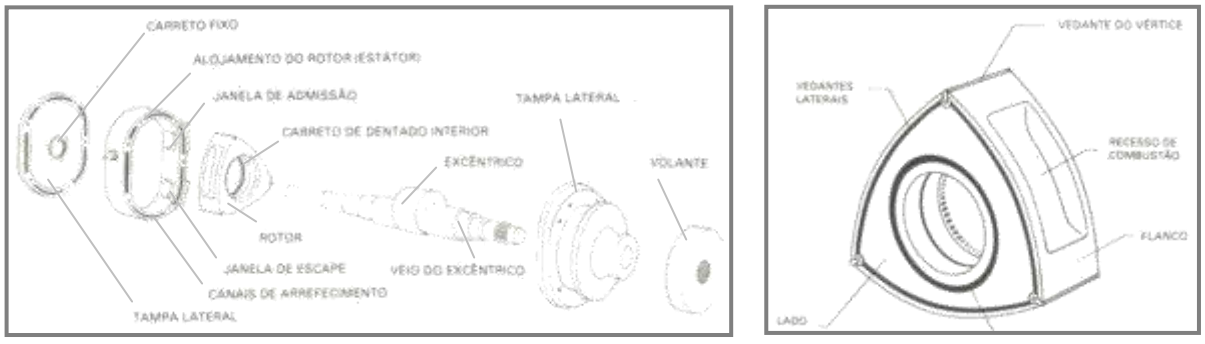
Figura 3.10 – Relação Volumétrica (OLIVEIRA, 1982).

Na Figura 3.9 observam-se três exemplos com diferentes formas, resultantes dos diferentes valores de K. O volume efectivo da câmara é idêntico em cada situação, e é definido como a diferença entre o volume máximo e o volume mínimo. É notório que quanto menor o factor K, o ponto

de inflexão da periciclóide, no eixo menor, torna-se mais acentuado e a excentricidade aumenta. Em simultâneo a relação volumétrica teórica (ou taxa de compressão), V_{max}/V_{min}, diminui, Figura 3.10. Contudo a relação volumétrica real não é forçosamente afectada, uma vez que os flancos do rotor têm espaços volumétricos, para melhorar as características de fluxo. Como resultado a relação volumétrica real vem $(V_{max} + V_{cc})/(V_{min} + V_{cc})$, onde V_{cc} corresponde ao volume compreendido na bolsa do flanco, podendo admitir diversos valores consoante a variação de V_{cc} (OLIVEIRA, 1982).

Para além das relações fixas resultantes da geometria do dispositivo, outros factores, de ordem mecânica, podem ser tidos em consideração, limitando algumas dimensões. Como o veio que se prolonga através das tampas laterais, o "carreto fixo" que terá que ser composto por um anel capaz de permitir a passagem desse veio, o que implica que o seu diâmetro terá que ser superior ao diâmetro do veio do excêntrico, (OLIVEIRA, 1982). Por outro lado, o excêntrico e o furo no rotor devem ser suficientemente pequenos para que permita o seu arrefecimento, bem como para o alojamento do sistema de vedação. Na prática o excêntrico e o furo são concebidos com um diâmetro inferior ao círculo rolante (Figura 3.11).

A máquina de deslocamento positivo apresenta algumas vantagens sobre as de pistão convencionais. Em primeiro lugar como apenas existe um único movimento rotativo, não existem vibrações, o que implica menor desgaste, menores ruídos e maior tempo de vida. Devido à sua simplicidade ela apresenta componentes bem menores em relação a outros mecanismos. Além disso gera mais potência e mais momento que outra máquina. Também a diferença de dimensão é um aspecto bastante positivo, normalmente estas máquinas rotativas são menores, reduzindo assim o peso e o espaço ocupado.



(a) (b)

Figura 3.11 – Componentes de uma máquina de êmbolo rotativo (a), pormenorização do rotor (b) (adaptado de OLIVEIRA, 1982).

No entanto apresenta algumas desvantagens, como uma curva de potência não muito flexível às variações e problemas em manter uma vedação ideal entre o rotor e a envolvente devido à dilatação térmica, causando algumas dificuldades no rigor das especificações de projecto e às tolerâncias mínimas na produção.

3.2.2. Variabilidade de caudal em máquinas volumétricas

A variabilidade de caudal é um parâmetro fundamental quando se está a pensar em instalar equipamentos hidromecânicos em sistemas de abastecimento de água. O abastecimento não poderá ficar condicionado em função do tipo de turbina a considerar.

Análises detalhadas baseadas nos princípios físicos e na modelação matemática e geométrica sobre a variabilidade do caudal em diferentes máquinas volumétricas permitem apresentar quais as máquinas mais adequadas a aplicar em circuitos hidráulicos em pressão existentes.

O objectivo deste estudo permite concluir que, as máquinas volumétricas alternativas ou de deslocamento positivo (PD), no que respeita à capacidade de manter um regime quasi-permanente em termos de caudal escoado e conversão de energia, apresenta os melhores resultados (Tabela 2 e Gráfico 3.7).

Tabela 2 - Variação de caudal: $\varepsilon = (Q_{max}-Q_{min})/Q_{med}$ (RAMOS et al., 2009).

	MHS (b/r = ∞)	b/r=2,5
1 pistão de simples efeito	314%	339%
1 pistão de duplo efeito	157%	169%
2 pistões de simples efeito 180º	157%	169%
2 pistões de duplo efeito 90º	33%	33%
3 pistões de simples efeito 120º	14%	42%
bomba de lóbulos	24%	
nova turbina PD (inspirada no Wankel)	11%	

A ideia de criar energia a partir de uma turbina inspirada no motor Wankel torna-se na melhor solução com menor variabilidade de caudal, quando instalados em sistemas de transporte de água, uma vez que o líquido é um fluido quase incompressível com condições de escoamentos quasi-permanentes na maior parte do tempo (com caudal praticamente constante) (HEGE, 2006).

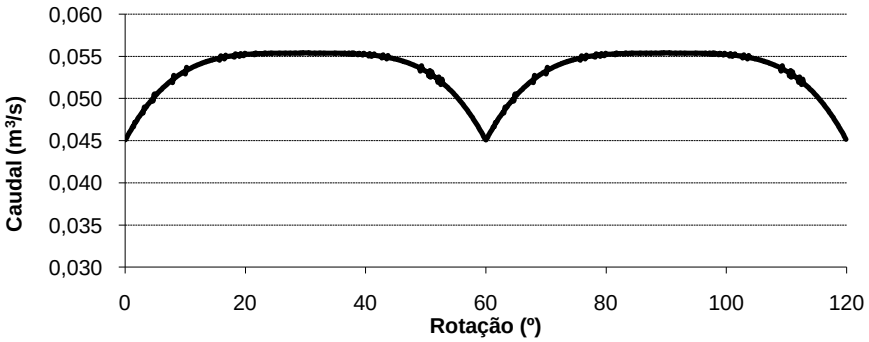


Gráfico 3.7 – Variabilidade do caudal na turbina PD.

Outro aspecto a salientar consiste na sua dimensão, que para baixas potências pode ser um importante factor decisivo, assim como os problemas de vibração associados ao seu funcionamento,

por não ser inteiramente contínuo, e as perdas devido à turbulência associada às tensões tangenciais de Reynolds entre a parede do rotor e do fluido (RAMOS et al., 2009).

3.3. Turbinas hélice

A tecnologia e a aplicação das turbinas de baixa queda em micro-hídricas, tem sido negligenciada embora exista potencial em regiões com rios de pequeno caudal, assim como em sistemas de distribuição de água, rega ou drenagem. Contudo é sabido que para baixas quedas e elevados caudais, as turbinas do tipo Kaplan (ou hélice) são a melhor escolha. Consequentemente a optimização destas turbinas sob o ponto de vista de desempenho tem servido de objecto de estudo por vários investigadores,

Ao longo dos últimos anos, as turbinas axiais com potências da ordem dos 500kW a 10MW têm desempenhado um papel significativo no que respeita aos interesses industriais e aos desenvolvimentos tecnológicos. No entanto devido ao ressurgimento recente das micro-hídricas verifica-se o aparecimento de novos trabalhos de investigação para potências entre 100 W a 20kW, permitindo expandir o horizonte neste campo.

DEMETRIADES (1997) desenvolve uma concepção mais simples de uma turbina hélice para aplicações de potência inferior a 1 kW sendo, mais tarde, o seu trabalho reportado por UPADHYAY (2004), que utiliza técnicas numéricas para validar resultados experimentais, tendo então proposto optimizar a concepção das pás e da roda. Para além desta solução, SIMPSON e WILLIAMS (2006) utilizam igualmente ferramentas computacionais para projectar e implementar uma hélice com 5 kW com uma queda útil entre 3 a 4 m, tendo obtido rendimentos da ordem de 65%. Muito recentemente ALEXANDER et al. (2009) têm tentado padronizar modelos de hélice que funcionam com quedas entre 3 a 9 m, conseguindo uma potência na faixa dos 1,5 a 3 kW e com rendimentos entre 68% e 74%.

Recentemente, SKOTAK et al. (2009) concebe uma nova turbina hélice com entrada de fluxo diagonal como forma de substituição das turbinas Francis aplicadas em antigas centrais hidroeléctricas (Figura 3.12). Esta nova turbina de pás fixas vem permitir rendimentos mais elevados (da ordem de 70 a 90%, para uma queda de 5 m, diâmetro da roda de 2250 mm e um caudal de 23 m^3/s) face às turbinas anteriores, através da optimização da forma das pás da roda (Figura 3.12). A instalação destas turbinas nas antigas centrais hidroeléctricas permite uma maior rentabilidade associada às baixas quedas, promovendo projectos de reabilitação em curto espaço de tempo. A turbina é concebida de forma simples e implementada em centrais com evoluta a montante.

Como se pode verificar, o trabalho em micro turbinas hélice, ainda não tem muita expressão, o que permite desenvolver aspectos de melhoria da sua eficiência e versatilidade de aplicação recorrendo tanto à componente experimental como a modelos computacionais. Desta forma, este estudo apresenta análises de novos ou adaptados conversores de energia hidráulica mais adequados na aplicação de micro-hidrícas (i.e., de baixa potência), que podem ser facilmente implementados em povoações rurais ou isoladas ou até mesmo em zonas urbanas, em sistemas adutores de abastecimento com energia disponível que teria que ser dissipada por razões de fiabilidade e segurança.

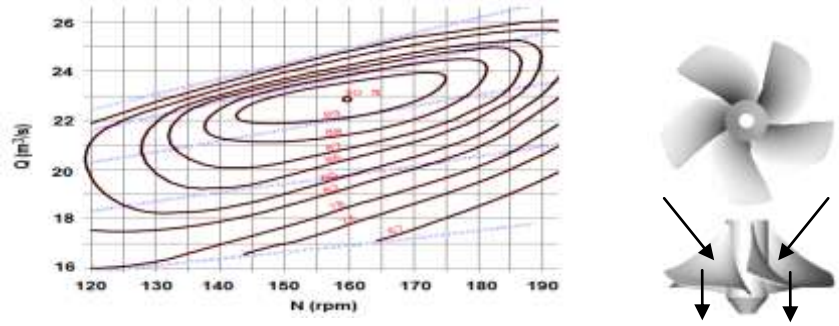


Figura 3.12 – Diagrama em colina da turbina hélice com entrada de fluxo diagonal (adaptado de Skotak et al., 2009).

No Gráfico 3.8 mostra-se um resultado da modelação da configuração das pás de uma turbina hélice a funcionar em condições de rendimento máximo em função do caudal, da queda útil, do número de pás, da velocidade de rotação e da relação do diâmetro da roda e do bolbo interior.

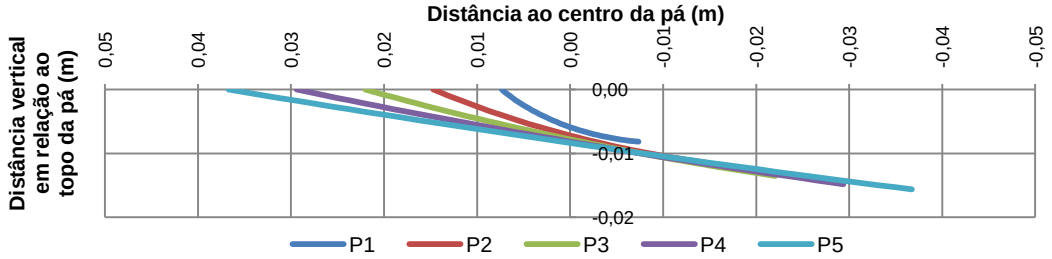


Gráfico 3.8 – Exemplo da modelação da pá da turbina hélice, para condições de rendimento máximo.

Estes novos conversores de energia associados a baixas potências incluem dispositivos com evoluta a montante e sistemas tubulares, conforme se especifica em detalhe nos capítulos seguintes.

4. Modelação matemática

4.1. Equações de Navier Stokes

No estudo dos escoamentos dos fluidos incompressíveis, a modelação matemática das leis de conservação fica bem estabelecida através das equações de conservação da massa e de Navier-Stokes. O objectivo da dinâmica de fluidos é determinar as propriedades de um fluido, pelo que se devem conhecer as variáveis que determinam o comportamento do escoamento que depende da sua variação no espaço e no tempo. As variáveis que identificam o comportamento de um fluido incompressível e isotérmico são a velocidade *u*, em cada ponto (que é uma grandeza vectorial) e a pressão *p* (que em cada ponto é uma grandeza escalar). Estas variáveis são agrupadas nas equações de Navier-Stokes (BARBOSA, 2007).

O movimento de um fluido numa dada região, pode ser especificado sob duas formas: por uma formulação Lagrangeana ou Euleriana. Na formulação lagrangeana, define-se uma região material formada por um conjunto de partículas do fluido, denominada de volume de controlo lagrangeano. Conforme o movimento das partículas existentes no escoamento, a região deforma-se sem que o fluxo de massa atravesse as suas faces. Nesta função, as grandezas do escoamento são especificadas como função do tempo e da posição da partícula do fluido (BARBOSA, 2007). Na formulação euleriana, define-se uma região fixa no espaço, que não se deforma com o tempo. Neste caso, o fluxo de massa atravessa as faces do volume de controlo, e as equações para o escoamento são determinadas a partir do balanço do fluxo desse volume.

Existe também uma forma geral de se escrever o movimento de um fluido, onde as equações são desenvolvidas num referencial móvel com velocidade arbitrária. Quando este referencial se move à mesma velocidade constante do fluido, obtêm-se as equações na forma lagrangeana, e quando o referencial permanece fixo, obtém-se as equações eulerianas (BARBOSA, 2007).

O movimento de um fluido pode ser escrito por meio de uma transformação, supondo que num dado instante uma determinada partícula esteja numa posição $\xi \in \mathrm{R}^m$, e posteriormente a mesma partícula esteja numa posição $\mathbf{x} \in \mathrm{R}^m$, admitindo que $\mathbf{x}$ é uma função de *t* e da posição inicial ξ, vem que:

$$x = x\,(\xi, t) \tag{4.1}$$

sendo que as coordenadas iniciais ξ são coordenadas materiais (lagrangeanas) e as coordenadas x coordenadas espaciais (eulerianas). Assumindo que o movimento do fluido é uma função contínua, pode-se inverter a equação (4.1), recuperando-se as coordenadas materiais da partícula:

$$\xi = \xi(x, t) \tag{4.2}$$

Como a variação de uma partícula, descrita como função lagrangeana é dada por $\phi(\xi, \mathrm{t})$, esta pode ser vista na descrição euleriana, $\phi(\mathrm{x}, \mathrm{t})$, do seguinte modo:

$$\phi(x,t) = \phi(\xi(x,t),t) \tag{4.3}$$

Derivando $\phi(x,t)$ em relação ao tempo, mantendo ξ constante, tem-se:

$$\frac{\partial\phi}{\partial t}(x,t) = \frac{\partial\phi}{\partial t}\left(x_1(\xi,t), x_2(\xi,t) \ldots . x_m(\xi,t)\right) = \frac{\partial\phi}{\partial x_1}\frac{\partial x_1}{\partial t} + \frac{\partial\phi}{\partial x_2}\frac{\partial x_2}{\partial t} + \cdots . + \frac{\partial\phi}{\partial x_m}\frac{\partial x_m}{\partial t} + \frac{\partial\phi}{\partial t} \tag{4.4}$$

sendo

$$\frac{\partial x_1}{\partial t}(\xi,t) = u_i, \qquad i = 1,2,\ldots,m, \tag{4.5}$$

onde se obtém a derivada total de $\phi(x,t)$, em notação vectorial:

$$\frac{D\phi}{Dt} = \frac{\partial\phi}{\partial t} + (u\cdot\nabla)\phi \tag{4.6}$$

que corresponde à derivada total ou material de ϕ, utilizando uma formulação euleriana.

Sendo o fluido considerado como um meio contínuo, assume-se que é possível definir variáveis físicas como pressão, velocidade e densidade num ponto do fluido. Deste modo, as equações que serão utilizadas, no presente estudo, são as equações de conservação da massa e da quantidade de movimento, que podem ser derivadas do teorema de transporte de Reynolds.

De acordo com a equação da continuidade, num tubo de fluxo representado esquematicamente na Figura 4.1, o peso do líquido que atravessa a secção S1 durante um intervalo de tempo dt, é o mesmo que atravessa a secção S2 durante o mesmo intervalo, uma vez que sendo o líquido um fluido incompressível, não ocorre concentração ou diluição do conjunto de moléculas que o constituem, nem acréscimo ou subtracção de matéria, podendo então dizer-se que o sistema é conservativo (MACINTYRE, 1980).

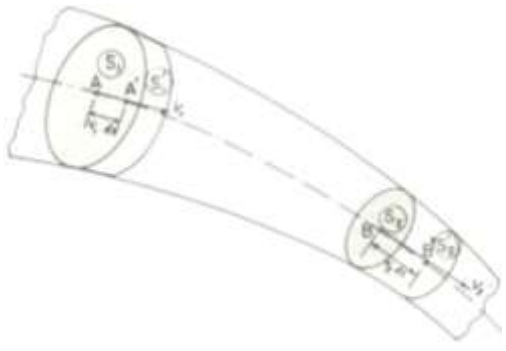


Figura 4.1 – Representação da veia líquida (adaptado de MACINTYRE, 1983).

Esta teoria vem explicar o princípio da conservação da massa, em que tudo o que entra num volume de controlo deve sair e/ou acumular no sistema, expresso por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \mathrm{div}(\rho \vec{v}) = 0 \Leftrightarrow \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \mathrm{div}(\vec{v}) \tag{4.7}$$

onde ρ é a massa volúmica.

A forma diferencial da equação de conservação da massa, geralmente designada por equação da continuidade, pode ser obtida pela aplicação do teorema de Gauss à equação (4.7),

$$\int_{\forall} \frac{\partial \rho}{\partial t} d\forall + \int_{A} \rho(\vec{v} \cdot \vec{n}) dA = 0 \tag{4.8}$$

obtendo-se, após a utilização do operador divergência, a equação da conservação da massa que pode ser escrita do seguinte modo:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \mathrm{div}(\rho \vec{v}) = 0 \tag{4.7}$$

Do mesmo modo, a conservação da quantidade de movimento na sua forma integral

$$\int_{\forall} \frac{\partial (\rho \vec{v})}{\partial t} d\forall + \int_{A} \rho \vec{v} (\vec{v} \cdot \vec{n}) d A = \int_{\forall} \rho \vec{g} \, d\forall + \int_{A} \vec{\sigma} \, dA \tag{4.9}$$

Se o fluido for incompressível, hipótese que pode ser geralmente adoptada nos líquidos sem erro significativo, a massa volúmica será constante e a equação (4.7) reduz-se a:

$$\mathrm{div} \ \vec{v} = 0 \tag{4.10}$$

A forma diferencial da equação da conservação da massa, geralmente designada por equação da continuidade, pode ser obtida pela aplicação do teorema de Gauss à equação (4.7), obtendo-se:

$$\int_{\forall} \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial i} \right) d\forall = 0 \tag{4.11}$$

Para a obtenção da equação da conservação da quantidade de movimento linear aplica-se a segunda lei de Newton a uma partícula de fluido. Como a variação no tempo da quantidade de movimento (ou momento linear) total $\vec{M}$ é igual à resultante de forças aplicadas no volume de controlo:

$$\frac{d\vec{M}}{dt} = \vec{F}_G + \vec{F}_S + \vec{F}_I \tag{4.12}$$

em que $\vec{F}_G$ é a resultante das forças de massa (forças aplicadas directamente sobre as partículas contidas no interior do volume, como por exemplo o peso), $\vec{F}_S$ a resultante das forças de contacto (forças aplicadas na fronteira, como a pressão e a tensão tangencial) e $\vec{F}_I$ a resultante das forças de inércia (forças semelhantes às de massa que surgem quando o referencial adoptado não é inercial, como por exemplo a de Coriolis). Admitindo que as forças de massa são constituídas apenas pelo peso próprio e que não existam forças de inércia, ou seja $\vec{F}_I = 0$, tem-se:

$$\vec{F}_G = \int_{\forall} \rho \vec{g} \, d\forall \tag{4.13}$$

$$\vec{F}_S = \int_A \vec{\sigma} \, dA \tag{4.14}$$

em que g é a aceleração da gravidade e σ a força de contacto por unidade de área (tensão na fronteira).

Atendendo a que a quantidade de movimento de uma partícula é igual ao produto da sua massa pela sua velocidade, ou seja $\alpha_i = \rho\overrightarrow{u_i}$, substituindo nas equações (4.11), (4.12), (4.13) e (4.14), vem que:

$$\int_{\forall} \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} d\forall + \int_A \rho u_i \, (\vec{v} \cdot \vec{n}) d\, A = \int_{\forall} \rho g_i \, d\forall + \int_A \sigma_i \, dA \tag{4.15}$$

Na forma diferencial da equação da conservação da quantidade de movimento, as componentes da tensão na fronteira, σ_i, podem ser descritas utilizando o tensor das tensões, T_{ij}, já conhecido da elasticidade e da mecânica dos meios contínuos, através da expressão:

$$\sigma_i = T_{ij} n_j \tag{4.16}$$

onde σ representa o tensor das tensões totais de escoamento e n os versores normais às superfícies.

Aplicando o teorema de Gauss aos integrais da equação (4.15), obtém-se:

$$\int_{\forall} \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} d\forall + \int_{\forall} \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} d\, \forall = \int_{\forall} \rho g \, d\forall + \int_{\forall} \frac{\partial T_{ij}}{\partial x_j} \, d\forall \tag{4.17}$$

que é equivalente a:

$$\int_{\forall} \left(\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_i} - \rho g_i - \frac{\partial T_{ij}}{\partial x_j} \right) d\forall = 0 \tag{4.18}$$

Como $\forall$, é um volume de controlo, significa que a função integranda da equação tem que ser nula, o que decompondo os integrais de produto vem:

$$u_i \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + u_i \frac{\partial (\rho u_j)}{\partial x_j} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho g_i - \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} = 0 \tag{4.19}$$

que atendendo à equação da continuidade permite simplificar a equação (4.19) na seguinte expressão:

$$\rho\left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - g_i\right) - \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} = 0 \tag{4.20}$$

ou de forma equivalente:

$$\rho\left(\frac{du_i}{dt} - g_i\right) = \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} \tag{4.21}$$

Enquanto na mecânica dos sólidos a deformação causada pela aplicação de um esforço é limitada, admitindo-se que num corpo elástico o tensor das tensões é proporcional ao tensor das deformações (teoria da elasticidade), na mecânica dos fluidos a deformação pode continuar indefinidamente. Em fluidos ditos Newtonianos, admite-se que o tensor das tensões varia linearmente com o tensor das velocidades a que se processa a deformação. Desenvolvimentos relacionados com o comportamento isotrópico dos fluidos levam a admitir que as componentes do tensor das tensões serão dadas por uma expressão do tipo:

$$\sigma_{ij} = -p\delta_{ij} + \mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) + \lambda\delta_{ij}\frac{\partial u_k}{\partial x_k} \tag{4.22}$$

em que δ_{ij} é o símbolo de Kronecker (=1 se i=j, =0 se i≠j) e μ e λ são coeficientes que se designam respectivamente por viscosidade dinâmica e por segunda viscosidade. A relação entre μ e λ, pode ser estabelecida calculando o traço do tensor das tensões da pressão mecânica:

$$p_{mec} = \frac{\sigma_{11}+\sigma_{22}+\sigma_{33}}{3} = p - \left(\lambda + \frac{2\mu}{3}\right) \operatorname{div} \vec{v} \tag{4.23}$$

Assim, como a pressão mecânica p_{mec} coincide com a pressão termodinâmica ou hidrostática p para fluidos incompressíveis ($\operatorname{div} \vec{v} = 0$), vem que:

$$\lambda = -\frac{2}{3}\mu \tag{4.24}$$

A partir da equação (4.22) chega-se por derivação e combinação à seguinte expressão:

$$\frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_i} = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\lambda \frac{\partial u_i}{\partial x_i}\right) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\right) \tag{4.25}$$

O conjunto de equações que descrevem o processo de dinâmica, de calor e de transferência de massa é conhecida como as equações Navier-Stokes. Estas equações parciais diferenciais foram obtidas no início do século XIX e não têm uma solução analítica geral, mas pode ser discretizada e resolvida numericamente. Estas equações descrevem outros processos, tais como a cavitação, que também podem ser resolvidos em conjunto com as equações Navier-Stokes (RAWAL e KSHIRSAGAR, 2007). Substituindo equação (4.25) na equação da quantidade de movimento, obtêm-se as equações de Navier-Stokes:

$$\rho \frac{\partial u_j}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_i} = \rho g_j - \frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\lambda \frac{\partial u_i}{\partial x_i}\right) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\right) \tag{4.26}$$

sendo o significado de cada parcela:

$\rho \frac{\partial u_j}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_i} = \rho \frac{du_j}{dt} = \rho a_j$ - forças de inércia;

ρg_j - forças de massa (peso);

$\frac{\partial p}{\partial x_j}$ - forças devidas ao gradiente de pressões;

$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\lambda \frac{\partial u_i}{\partial x_i}\right) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)$ - forças viscosas associadas à compressibilidade;

$\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)$ - forças viscosas associadas ao gradiente de velocidades.

Contudo, algumas simplificações podem ser efectuadas consoante o tipo de fluido, que se tiver viscosidade constante, a equação de Navier-Stokes pode-se simplificar:

$$\rho \frac{\partial u_j}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_i} = \rho g_j - \frac{\partial p}{\partial x_j} + (\lambda + \mu) \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \, \partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_i^2} \tag{4.27}$$

Além disso, se o fluido for incompressível ($\partial u_i / \partial x_i = 0$, ou $\mathrm{div}\, \vec{v} = 0$), a equação (4.27) simplifica-se:

$$\rho \frac{\partial u_j}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_i} = \rho g_j - \frac{\partial p}{\partial x_j} + \mu \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_i{}^2} \tag{4.28}$$

Estas equações, válidas para fluidos isotrópicos, incompressíveis e de viscosidade constante, permitem, em conjunto com a equação da continuidade, determinar a pressão e a velocidade em qualquer ponto do escoamento.

4.2. Modelo de turbulência k-ε

O efeito de turbulência ocorre normalmente para valores de Reynolds bastante elevados, e é a causa para originar movimentos turbilhonares no seio do fluido. Associado ao escoamento turbulento podem-se identificar zonas com rotação, efeitos difusivos intermitentes muito desordenados e dissipativos. As regiões com maior turbulência, que estão associadas normalmente a flutuações de baixa frequência, podem ser analisadas como condição de fronteira do escoamento e as suas dimensões podem atingir a mesma ordem de grandeza do escoamento. Os pequenos turbilhões podem ser determinados pelos efeitos de viscosidade. Como consequência, escoamentos com características turbulentas necessitam de modelos específicos que permitam determinar a correlação entre campos de velocidade e pressão. Os escoamentos turbulentos são caracterizados por vórtices com dimensão variada irregular tanto no espaço como no tempo. Os vórtices dão origem à sobreposição de movimentos de carácter aleatório ao do escoamento médio no tempo. Ao produzir-se turbulência a energia do escoamento é transferida para a energia cinética dos vórtices de dimensões maiores, pela acção de forças tangenciais. Estes vórtices vão-se subdividindo sucessivamente dando origem ao processo de estiramento dos vórtices e a dissipação de energia faz-se pela acção da viscosidade nos vórtices de pequenas dimensões. A turbulência pode produzir-se em zonas localizadas do escoamento. O escoamento numa conduta circular pode ser considerado como unidireccional, contudo a turbulência ou agitação é tridimensional e caracterizada por flutuações de velocidade e de pressão (MAZANARES, 1980). Deste modo, as zonas que apresentam maior vorticidade ao interagirem com o escoamento retiram deste uma parte da sua energia cinética. Os turbilhões actuam como vórtices que se estendem ao longo do escoamento até que as forças de viscosidade dissipam esse efeito. A taxa de dissipação de energia que é transformada em movimento turbulento é a única energia disponível para desenvolver pequenos movimentos de rotação e é a única energia a ser dissipada. Como consequência, a taxa de dissipação de energia que é utilizada num movimento de grande escala é efectuada através da acção da viscosidade que toma parte nos movimentos rotacionais de pequena escala. Quanto maior for o número de Reynolds (i.e., menores efeitos de viscosidade) menores são os efeitos dissipativos devido à rotação, relativamente à escala do escoamento.

Segundo NOVAIS-BARBOSA (1985) se o movimento é turbulento, as equações de Navier-Stokes, embora consideradas válidas para os valores instantâneos das grandezas, não podem ser utilizadas na prática pela expressão (4.28), mas sim às respectivas equações médias, designadas por equações de Reynolds. BOUSSINESQ (1872) introduziu o conceito de viscosidade turbulenta, que

assume que a tensão tangencial turbulenta é proporcional ao gradiente da velocidade média, de uma forma semelhante à tensão viscosa num escoamento laminar, e que é expressa por:

$$\tau_t = -\rho\overline{v_i v_j} = \mu_t\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) + \lambda\delta_{ij}\frac{\partial u_k}{\partial x_k} \tag{4.29}$$

onde, μ_t é definida como a viscosidade dinâmica turbulenta, δ_{ij} é o símbolo de Kronecker e λ é a segunda viscosidade.

Quando se trata de movimentos turbulentos, o tensor das tensões considerado nas equações de equilíbrio dinâmico engloba não só as tensões de natureza viscosa como as tensões próprias da turbulência, designadas por tensões de Reynolds (NOVAIS-BARBOSA, 1985). A viscosidade turbulenta não é uma propriedade do escoamento mas é um valor dependente da turbulência e pode variar de posição no seio do fluido. Isto não permite resolver os problemas de turbulência mas reduz o problema da determinação do valor μ_t.

De acordo com as simplificações das equações de transporte de fluidos descritas anteriormente, é possível estabelecer um paralelismo entre estas equações e as utilizadas pelo modelo de turbulência, k-ε. Este modelo (k-ε) é um modelo semi-empírico baseado nas equações de transporte da energia cinética de turbulência (k) e da sua taxa de dissipação (ε). A equação de transporte para o modelo (k), deriva da equação exacta, enquanto que a equação de transporte para o modelo (ε), obtém-se através de relações físicas (FLUENT, 2006). Na derivação do modelo k-ε pressupõe-se que o fluxo é turbulento, e os efeitos da viscosidade molecular são desprezáveis. Deste modo, a energia cinética turbulenta e a sua taxa de dissipação são obtidas, respectivamente, pelas equações de transporte que se seguem:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + P_k - \rho\varepsilon \tag{4.30}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + \frac{\varepsilon}{k}(C_{1\varepsilon}P_k - C_{2\varepsilon}P_\varepsilon) \tag{4.31}$$

onde $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ e σ_k e σ_ε, correspondem às variáveis turbulentas de Prandtl (k) e (ε), respectivamente, são valores constantes determinados experimentalmente com ar e água afectados pelo atrito, em fluxos homogéneos e com turbulência isotrópica. A experiência mostra que estes valores fornecem bons resultados para uma ampla gama de fronteiras delimitadas e livres de atrito. Assim adoptaram-se os seguintes valores constantes:

$C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $C_\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$

P_k - é a produção de turbulência devido às forças viscosas e de flutuabilidade, dada por:

$$P_k = \mu_t \nabla u(\nabla u + \nabla u^T) - \frac{2}{3}(\nabla u)(3\mu\nabla u + \rho k) + P_{kb} \tag{4.32}$$

A viscosidade turbulenta, μ_t, é calculada através da combinação de k e de ε da seguinte forma:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{4.33}$$

Para números de Reynolds elevados, a taxa de dissipação de energia cinética é igual à viscosidade multiplicada pela vorticidade flutuante. Uma equação exacta para o transporte da vorticidade flutuante é, portanto, a taxa de dissipação, que pode ser derivada das equações de Navier Stokes, transformando a equação da energia cinética turbulenta e da taxa de dissipação da seguinte forma:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \mathrm{div}(\rho u k) = \mathrm{div}\left[\left(\mu + \frac{\rho \nu_t}{\sigma_k}\right) \mathrm{grad} k\right] + \rho \nu_t G - \rho \varepsilon \tag{4.34}$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \mathrm{div}(\rho u \varepsilon) = \mathrm{div}\left[\left(\mu + \frac{\rho \nu_t}{\sigma_\varepsilon}\right) \mathrm{grad} \varepsilon\right] + C_{1\varepsilon} \rho \nu_t G \frac{\varepsilon}{k} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \tag{4.35}$$

onde G é dado por:

$$G = 2\left(\left[\frac{\partial u}{\partial x}\right]^2 + \left[\frac{\partial u}{\partial y}\right]^2 + \left[\frac{\partial u}{\partial z}\right]^2\right) + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z}\right)^2 \tag{4.36}$$

e ν_t por:

$$\nu_t = \frac{\mu t}{\rho} \tag{4.37}$$

Para estabelecimento de uma primeira imagem do regime turbulento, considere-se que, a partir da situação de transição, a velocidade de escoamento vai aumentando. Este aumento de velocidade agrava, em particular, o respectivo gradiente junto das paredes sólidas, dando origem a tensões viscosas (directamente dependentes desse gradiente) cujos valores são mais elevados que no regime laminar ou no regime de transição, mas que vão diminuindo à medida que aumenta a distância do ponto em relação à fronteira sólida (NOVAIS-BARBOSA, 1985). Ora, a ocorrência de tensões viscosas consideravelmente distintas de ponto para ponto determina o encurvamento das trajectórias das partículas, fenómeno que se acentua à medida que estas se aproximam das fronteiras sólidas, atendendo à maior importância dos gradientes de tensões aí concentradas. Assim, à medida que uma dada partícula se desloca para jusante, a curvatura da sua trajectória pode ir aumentando até atingir as características correspondentes à formação de um vórtice. Se a presença de gradiente de tensões determina o encurvamento das trajectórias, o aumento da curvatura agrava o desequilíbrio de tensões viscosas no interior do domínio fluido, criando condições para a formação de novos vórtices, de intensidade e escala, que podem variar entre limites muito afastados podendo originar tanto na vizinhança das fronteiras sólidas, como em zonas afastadas destas. No início deste processo, as condições criadas são instáveis, podendo, ao fim de algum tempo verificar-se o seu decréscimo e até à dissipação (NOVAIS-BARBOSA, 1985).

O escoamento produzido através de uma turbina é turbulento, mas se a velocidade do escoamento ultrapassa a gama em que hipotética turbulência é amortecida (interdependência entre

aumento de gradiente de tensões viscosas e de curvatura das trajectórias) observa-se um aumento, criando sucessivos vórtices, uns no interior dos outros, que se difundem no domínio do fluido, em todas as direcções, dando origem a uma situação de turbulência completamente desenvolvida responsável pela irregularidade do campo turbulento (NOVAIS-BARBOSA, 1985). A velocidade em cada ponto corresponde à resultante das velocidades que nesse ponto são induzidas pelos diferentes turbilhões. Dada a constante movimentação desses turbilhões, as velocidades induzidas estão continuamente a variar, originando um campo de velocidades rapidamente variável, quer no ao tempo, quer no espaço (NOVAIS-BARBOSA, 1985).

A turbulência segundo HINZE (1959) é uma condição irregular do movimento, tal que as diferentes grandezas apresentam bruscas variações no espaço e no tempo consideradas aleatórias. A turbulência pode ser caracterizada de três tipos, sendo os de maior interesse em hidráulica, a turbulência livre e a turbulência de parede cuja consideração é essencial nos escoamentos sob pressão e com superfície livre:

- Turbulência livre é a designação que se atribui ao escoamento turbulento em zonas suficientemente afastadas de fronteiras sólidas, para que não seja directamente influenciado pela sua presença e geralmente envolvido por fluido em regime não turbulento. É o tipo de turbulência correspondente a jactos e esteiras e às regiões exteriores à camada limite.
- Turbulência de parede é o tipo de escoamento turbulento que se verifica na vizinhança de fronteiras sólidas, em que a aceleração média do escoamento é desprezável. Corresponde à camada limite turbulenta e aos escoamentos interiores.
- Turbulência convectiva é o escoamento turbulento caracterizado pela energia potencial ser transformada em cinética por processo de mistura. É o tipo de turbulência que pode ocorrer no escoamento por convexão, entre planos paralelos horizontais e no escoamento entre cilindros rotativos concêntricos.

PRANDTL (1952) verificou que o movimento turbulento dos fluidos, fora da vizinhança de paredes sólidas, podia considerar-se correctamente representado por um movimento irrotacional de um fluido de viscosidade desprezável, mas que, na vizinhança das paredes, a existência de significativas tensões tangenciais não era compatível com essa aproximação. A influência de tais forças limitava-se em geral, a uma fina camada junto da fronteira – a camada limite (NOVAIS-BARBOSA, 1985). Quando um fluido se desloca em regime turbulento, o respectivo domínio pode ser subdividido em duas regiões, nas quais o movimento possui características próprias: uma camada de pequena espessura junto das fronteiras do escoamento em que as tensões tangenciais desempenham um papel preponderante (camada limite); o restante campo ocupado pelo fluido, em que as tensões tangenciais se apresentam com muito menor importância, sendo possível, em grande número de casos, assimilar o escoamento a um movimento irrotacional (NOVAIS-BARBOSA, 1985). Esta separação consiste no afastamento das linhas de corrente relativamente à parede em certas zonas, criando-se uma região de escoamento principal, geralmente com movimento turbilhonar. Vários factores podem determinar a ocorrência da separação, como curvaturas excessivas das

paredes, ângulos exagerados em zonas divergentes de escoamentos interiores, ou acentuada rugosidade das paredes. No estabelecimento das condições de fronteira ou na análise da camada limite deve ser investigada a possibilidade de ocorrência de separação (NOVAIS-BARBOSA, 1985).

As características mais importantes a reter e a identificar num escoamento turbulento são fundamentalmente: a irregularidade (a ocorrência de flutuações tridimensionais de vorticidade, isto é, os movimentos turbulentos são rotacionais e tridimensionais, tanto as flutuações de velocidade, como as flutuações de vorticidade, têm lugar essencialmente a três dimensões); a continuidade, válida para os movimentos turbulentos, já que as mais pequenas escalas de vórtices presentes num escoamento turbulento são, em geral, de ordem muito superior a qualquer escala molecular; a dissipação de energia, ou seja, aos fenómenos turbulentos associa-se uma apreciável dissipação de energia, pelo que, se não houver um contínuo fornecimento de energia exterior ao escoamento, a turbulência é rapidamente amortecida concedendo uma maior homogeneidade e isotropia ao movimento; a difusividade, correspondendo a uma rápida mistura no interior do domínio fluido, acompanhada de transferência de quantidade de movimento, calor e massa em que as variações rápidas, ou flutuações de velocidade, favorecem esse efeito e a caracterização do escoamento turbulento (NOVAIS-BARBOSA, 1985).

4.3. Dinâmica de fluidos

4.3.1. Fundamentos

Os modelos hidrodinâmicos da mecânica do fluido mais conhecido por CFD (Computational Fluid Dynamics) representam um avanço no que respeita à avaliação detalhada do escoamento em diversas componentes de um sistema. A sua utilização vem permitir a exploração e o desenvolvimento teórico de análises sobre o comportamento físico do escoamento baseado em formulações matemáticas indispensáveis na modelação e análise tridimensional. Deste modo, desenvolveram-se estudos avançados tendo em conta a concepção, o comportamento e a eficiência de uma máquina volumétrica rotativa, baseada no princípio associado ao movimento do motor Wankel, assim como de turbomáquinas hidráulicas (bombas a funcionar como turbina e hélices) como soluções pouco exploradas, de baixo custo e adequadas a baixas potências.

A capacidade de um modelo hidrodinâmico tridimensional permite estimar com grande precisão, não só os regimes laminares e turbulentos, como as várias formas de transferência de energia, as alterações de fase do escoamento, a vorticidade, os níveis de turbulência e das tensões tangenciais que se desenvolve em torno de um sólido e no seio do líquido.

Dentro da dinâmica computacional dos fluidos, os CFDs são instrumentos importantes para estimar resultados reais, a partir da calibração de ensaios experimentais. Estas análises permitem obter uma melhor compreensão do fenómeno associado comportamento do escoamento em turbinas hidráulicas para diferentes condições de escoamento, (RAMOS, 2009). De facto, estes modelos avançados da mecânica dos fluidos são muito utilizados na análise de zonas complexas de sistemas hidráulicos com escoamentos compressíveis e incompressíveis, conduzindo a soluções óptimas de grande precisão O modelo FLUENT, é um programa de cálculo complexo que aplica a técnica de

volumes finitos para resolver as equações que descrevem o escoamento, como a equação da continuidade e as equações de Euler ou equações de Navier-Stokes também conhecidas pelas equações de Reynolds (GOMES et al., 2007).

Este modelo apresenta dois tipos de algoritmos de cálculo que podem ser resolvidos ou por um sistema de equações de forma acoplada ou de forma sequencial. No que diz respeito a este último opta-se pelo algoritmo SIMPLE como forma de resolver o acoplamento entre a velocidade e a pressão. No que respeita às tensões de Reynolds utiliza-se o modelo k-ε por ser um modelo robusto com resultados comprovados sobre turbulência. O modelo engloba duas equações extra referentes às propriedades de turbulência do escoamento, que permite contabilizar todos os efeitos de convenção e difusão da intensidade de turbulência. A primeira variável representa a energia cinética turbulenta, k, enquanto que a segunda representa a taxa de dissipação, ε. Em suma, esta última variável determina a escala de turbulência, enquanto a primeira a energia turbulenta (FLUENT, 2006). Neste modelo de turbulência é necessário fornecer condições de fronteira de k e de ε, além de parâmetros característicos. Estas condições de fronteira são internamente estabelecidas pelo modelo eliminando a necessidade de inputs definidos pelo utilizador. É importante especificar as condições de fronteira correctas ou reais à entrada, porque a turbulência influencia de forma significativa o fluxo a jusante (FLUENT, 2006)

O modelo k-ε permite a quantificação da turbulência, destacando-se as seguintes opções:

- Intensidade de turbulência
- Energia cinética turbulenta (k)
- Taxa de energia dissipada (ε)

É habitual caracterizar-se a maior ou menor importância das flutuações turbulentas por intermédio de um parâmetro, designado por intensidade de turbulência, que traduz essa influência relativamente aos valores médios das grandezas (e. g., velocidade). Não existe uniformidade na definição deste parâmetro, embora se baseie em expressões que contêm o valor quadrático médio, ou o desvio padrão das flutuações turbulentas, geralmente velocidades. Como definição geral da intensidade, *I*, de um campo turbulento, adopta-se a seguinte expressão (NOVAIS-BARBOSA, 1985):

$$\mathrm{I} = \frac{\sqrt{{}^{1}/_{3}\left(\mathrm{E}[\mathrm{v}_1'^2]+\mathrm{E}[\mathrm{v}_2'^2]+\mathrm{E}[\mathrm{v}_3'^2]\right)}}{\mathrm{E}[\mathrm{v}]} = \frac{\sqrt{{}^{1}/_{3}\left(\mathrm{E}[\mathrm{v}_1'^2]+\mathrm{E}[\mathrm{v}_2'^2]+\mathrm{E}[\mathrm{v}_3'^2]\right)}}{\sqrt{(\mathrm{E}[\mathrm{v}_1])^2+(\mathrm{E}[\mathrm{v}_2])^2+(\mathrm{E}[\mathrm{v}_3])^2}} \tag{4.38}$$

sendo, $\mathrm{E}[\mathrm{v}]$ a grandeza do vector de velocidade média. A intensidade de turbulência é um parâmetro adimensional que correntemente se exprime em percentagem. Se a turbulência for isotrópica, então:

$$\mathrm{E}[\mathrm{v}_1'^2] = \mathrm{E}[\mathrm{v}_2'^2] = \mathrm{E}[\mathrm{v}_3'^2]$$

transformando-se a relação dada pela equação (4.39):

$$I = \frac{\sqrt{E[v_i'^2]}}{E[v]} \tag{4.39}$$

onde a direcção traduzida pelo índice *i* é arbitrária.

Para escoamentos acentuadamente anisotrópicos pode, ter interesse a definição de intensidade de turbulência numa dada direcção, (e. g., eixo Ox_1), correspondente ao quociente:

$$I_1 = \frac{\sqrt{E[v_1'^2]}}{E[v]} \tag{4.40}$$

Caracterizando a intensidade de turbulência no modelo k-ε, tem-se:

$$I = \frac{\sqrt{\frac{2}{3}k}}{v_{ref}} \tag{4.41}$$

onde *I*, corresponde à razão de magnitude da raiz quadrada do valor de uma solução variável derivada de cálculos de fluxo transitório, com as flutuações da velocidade de referência[5]; k é a energia cinética de turbulência. As especificações do valor de referência serão a média da velocidade (em magnitude) do escoamento.
A energia cinética turbulenta (k) é a energia cinética por unidade de massa definida por:

$$k = \frac{1}{2}\overline{u_i' u_i'} \tag{4.42}$$

Dentro deste modelo, é também necessária a especificação da pressão de funcionamento, que afecta o cálculo em diferentes regimes de escoamento diferentes.

Para evitar ambiguidades hidráulica-mecânica quando se refere a pressão na dinâmica de fluidos, muitos autores usam o termo de pressão estática para distingui-la da pressão total e da pressão dinâmica. A pressão estática diz respeito à componente hidrostática A pressão total e pressão dinâmica surgem a partir da equação de Bernoulli, e são parâmetros característicos no estudo dos fluidos (ANDERSON, 1985). Usando a equação de Bernoulli aplicada a fluidos incompressíveis (i. e., densidade constante), vem que:

$$p_0 = p_s + p_d \tag{4.43}$$

onde

p_0 – pressão total (Pa);
p_s – pressão estática (Pa);

[5] Introduzem-se os valores de referência ou calculam-se com base em valores de zona de fronteira seleccionada.

p_d - pressão dinâmica definida como $\mathrm{p_d} = \frac{1}{2}\rho \mathrm{v}^2$ (Pa).

Do teorema de Bernoulli é fácil fazer-se o paralelismo entre as denominadas pressões estáticas e dinâmicas da mecânica para a carga hidráulica:

$$H = \left(\frac{p}{\gamma} + z\right) + \frac{\alpha v^2}{2g} \tag{4.44}$$

multiplicando pelo peso volúmico (γ), transforma-se a equação (4.44) correspondentes à carga hidráulica total (ou energia mecânica total por unidade de peso líquido) expressa em m c.a numa pressão total (em Pa):

$$\mathrm{H} \times \gamma = \left(\frac{\mathrm{p}}{\gamma} + \mathrm{z} + \frac{\mathrm{v}^2}{2\mathrm{g}}\right) \times \gamma \iff \mathrm{p_0} = \mathrm{p_s} + \frac{\mathrm{v}^2}{2}\rho \iff \mathrm{p_o} = \mathrm{p_s} + \mathrm{p_d} \tag{4.45}$$

que é equivalente a:

carga hidráulica = cota pizométrica + altura cinética

ou em termos de pressão:

pressão total = pressão estática + pressão dinâmica

Cada partícula do fluido pode ser caracterizada pela pressão estática (p_s), pressão dinâmica (p_d), e a pressão total (p_0). Quando o escoamento é irrotacional, a pressão total mantém-se constante ao longo do escoamento (KUETHE e SCHETZER, 1959). Como consequência do entendimento generalizado do termo de pressão estática em relação à equação de Bernoulli, habitualmente apresentada na hidráulica, muitos autores no domínio da dinâmica dos fluidos tendem a usar a pressão estática em vez da cota piezométrica em aplicações da mecânica dos fluidos (ABBOTT e VON DOENHOFF, 1949).

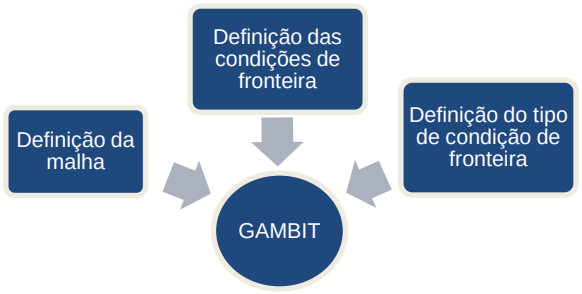
De entre os vários parâmetros que se podem analisar na modelação hidrodinâmica do escoamento ao atravessar uma turbina, além dos relativos à turbulência existem outros fundamentais como a tensão tangencial, os campos de velocidade, a variação de pressão que contribuem para uma melhor compreensão do fenómeno físico associado à dissipação de energia e ao binário mecânico no cálculo do rendimento das turbinas estudadas.

4.3.2. Definição da malha de cálculo

O sucesso da modelação computacional na mecânica dos fluidos exige cuidados acrescidos consideração durante a geração da malha de cálculo. Num escoamento através de uma turbina a turbulência (a partir da viscosidade efectiva variável no espaço) desempenha um papel fundamental no transporte e dissipação dinâmica de energia do escoamento, exigindo que as quantidades de turbulência em escoamentos complexos sejam calculadas com elevada precisão. Devido à forte

interacção do fluxo e da turbulência, os resultados numéricos tendem a ser mais susceptíveis à dependência da malha, do que para o fluxo laminar. Deste modo, é recomendável que o estudo considere malhas suficientemente finas, nas regiões onde há mudanças de fluxo rápido e onde exista muita tensão tangencial significativa.

Nesta conformidade é utilizado um modelo de geração de malhas (GAMBIT) para descrever a volumetria correspondente a cada tipo, que permite a geração de malhas de cálculo e a definição adequada dos tipos e condições de fronteira (Quadro 1).



Quadro 1 - Quadro esquemático sobre as várias fases especificadas desenvolvidas no modelo GAMBIT.

No entanto, devido à complexidade deste modelo e como auxiliar de aplicação desenvolvem-se as geometrias utilizando os programas Autocad e Solidwoks para posteriormente serem adaptados às malhas de cálculo. De facto, como em cada situação a analisar se têm geometrias completamente diferentes associadas a cada turbina, é necessário proceder à concepção individual de cada malha atendendo aos condicionalismos inerentes a cada configuração e precisão de cálculo pretendidos. Relativamente ao princípio adoptado para a definição da geometria, que para cada situação é muito semelhante, utilizam-se as operações booleanas. Assim, na especificação da dimensão da malha utiliza-se as opções da malha tipo *TGrid*. Uma definição clara sobre a concepção e a geração de cada malha associada a cada turbina, encontram-se descritas no Anexo B2.

4.3.3. Condições de fronteira

As condições de fronteira especificam o valor das variáveis características nas fronteiras do domínio físico em estudo. No âmbito das simulações efectuadas para cada caso de estudo, existem sempre quatro tipos de condições de fronteira: pressão de entrada, pressão de saída, rotor ou hélice e envolvente sólida (Anexo B3).

Dos diferentes tipos de fronteiras implementados no modelo FLUENT, na entrada opta-se por especificar, no caso da turbina de deslocamento positivo, o valor da pressão absoluta e a direcção do escoamento e nas restantes turbinas o valor da velocidade do escoamento em (m/s) por razões de rapidez e convergência (a condição de fronteira é identificada no programa como *Pressure_Inlet,* para a turbina PD*,* e como *Velocity_inlet* para as restantes turbinas). Considerando o escoamento turbulento atribui-se ainda um valor para a intensidade de turbulência e para a razão de viscosidade correspondente aos valores sugeridos por defeito no modelo FLUENT. Como condição para a

fronteira de saída, é imposta uma pressão estática constante, de valor igual à pressão estática na zona de saída do escoamento apenas para a turbina PD, sendo simulada para as outras turbinas um valor correspondente à pressão atmosférica.

As superfícies designadas por hélice ou rotor definem-se como paredes amovíveis, com uma certa velocidade de rotação absoluta em torno do eixo de rotação, que no caso da hélice corresponde ao centro do veio e no caso do rotor ao ponto de tangencia. Nas restantes superfícies do domínio que correspondem a superfícies sólidas é imposta a condição de impermeabilidade e utiliza-se a lei de parede padrão para as simulações em escoamento turbulento. As faces dos elementos pertencentes às superfícies periódicas (espaço ocupado pelo fluido) são tratadas como faces interiores do domínio (GOMES et al., 2007).

Todas simulações foram efectuadas com o fluido correspondente à água com densidade e viscosidade constantes, de valor igual a $\rho = 998{,}2\ kg/m^3$ e $\nu = 1{,}01\times10^{-6}\ m^2/s$.

4.3.4. Convergência da solução

No processo de simulação é necessário averiguar que tipo de erros numéricos associados podem existir. Deste modo verifica-se que a maior parte dos erros provêm de três contribuições, como sejam, o erro de arredondamento, o erro iterativo e o erro de discretização.

Para monitorizar a convergência do processo iterativo (Gráfico 4.1) avalia-se em que medida as equações discretizadas são satisfeitas para os valores correntes das variáveis dependentes. O resíduo total, definido pela soma dos resíduos para todos os elementos do domínio, é adimensionalizado por uma grandeza representativa da variável no domínio. Para que o erro iterativo seja desprezável face ao erro de discretização é necessário que o resíduo determinado pelo modelo seja inferior a 10^{-5}. Foi este o critério de paragem do processo iterativo adoptado neste estudo. Nas simulações efectuadas foram sempre utilizadas variáveis com precisão simples. Para estas simulações, os patamares de resíduo correspondentes ao erro de arredondamento são sempre inferiores a este critério, o que indica que o erro iterativo também é desprezável face aos restantes, (GOMES et al., 2007).

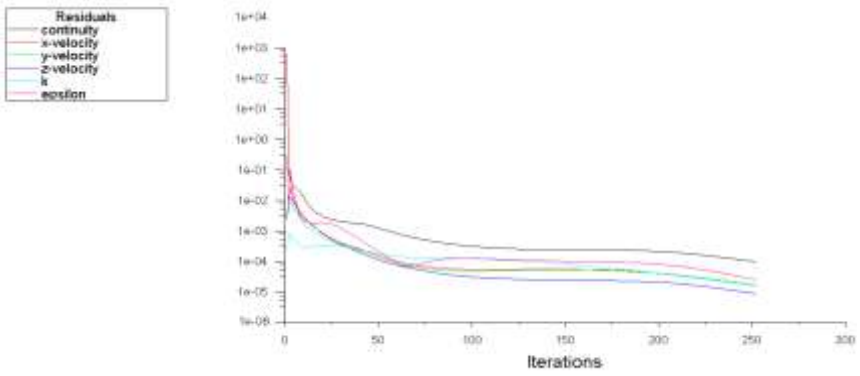


Gráfico 4.1 – Exemplo de um processo iterativo.

4.4. Turbina de deslocamento positivo (PD)

4.4.1. Objectivo

No âmbito desta dissertação, pretende-se desenvolver uma nova turbina de deslocamento positivo inspirada no motor Wankel para incorporar em sistemas hidráulicos em pressão, com o intuito de aproveitar a energia cedida pelo escoamento para produção energética. Este tipo de turbina pode ajudar a melhorar a eficiência dos circuitos hidráulicos em pressão para condições de baixa potência, que constituem um potencial energético disponível não desprezável e não aproveitável ainda com as vantagens associadas às energias renováveis de baixo custo e de fácil implementação. Deste modo pretende-se estudar o desempenho e as condições de melhor rendimento de uma máquina volumétrica rotativa, baseada no princípio físico de funcionamento idêntico ao do motor Wankel, através do recurso a um modelo avançado para a análise da hidrodinâmica do escoamento tridimensional com vista à concepção, dimensionamento e comportamento para diferentes condições de funcionamento.

Nesta fase do estudo analisa-se a adaptabilidade da turbina às demais perturbações de pressão, velocidade e turbulência induzidas pelo escoamento no seu interior. Análises de sensibilidade à forma, à dinâmica do escoamento ao valor de parâmetros característicos, permitem obter a melhor solução em termos de concepção e dimensionamento da respectiva turbina.

4.4.2. Geometria e malha de cálculo

Para conceber a geometria do rotor da turbina de deslocamento positivo, começa-se por representar dois círculos, com a preocupação do raio maior ter uma dimensão superior a 1,5 vezes o raio menor, como por exemplo um raio maior de 10 cm e um raio menor com cerca de 6,7 cm. Posteriormente desenha-se três arcos, com igual amplitude, que constituem o rotor e traça-se a envolvente descrita pelo movimento do rotor em torno de um eixo fixo (correspondente ao circulo menor). Delimitada a envolvente do rotor definem-se duas entradas e duas saídas do escoamento com a exigência de que cada entrada e saída coincida com a posição extrema do rotor, ou seja, quando dois vértices do rotor se alinham verticalmente e simetricamente em relação ao plano x (Figura 4.2).

A escolha de alinhar as aberturas de entrada e de saída à posição extrema do rotor permite isolar o fluido de uma das cavidades, diminuindo assim as perdas ao longo da passagem do escoamento e eventuais fugas. De acordo com a Figura 4.2 é possível distinguir as duas entradas e as duas saídas do escoamento, que se encontram diametralmente simétricas em relação aos planos x e y. Por forma a compreender o processo de concepção e dimensionamento da geometria desta nova turbina, apresenta-se no Anexo B1 - Figuras B5 e B6, uma explicação detalhada de cada etapa. Após concluída a concepção geométrica da turbina PD procede-se à criação da malha, transpondo a volumetria do projecto para o modelo GAMBIT. Ao desenvolver a malha e a definição das condições de fronteira deste dispositivo, para posteriormente proceder à simulação, é necessário identificar o ponto de rotação do rotor, uma vez que à medida que o rotor se desloca este ponto altera-se devido à

excentricidade de rotação. Devido a esta dificuldade desenham-se vários deslocamentos do rotor identificando o ponto de tangencia entre o rotor e o eixo fixo.

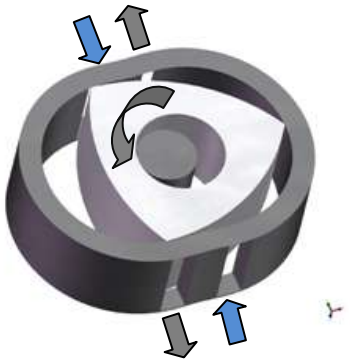


Figura 4.2 – Geometria da turbina PD com as entradas e saídas do escoamento e o sentido de rotação do rotor.

Sendo esta máquina volumétrica alternativa constituída por três volumes separados entre si pelas paredes do rotor, a malha é construída em duas fases, uma primeira delimitada pelas faces mais condicionantes correspondentes ao menor volume e a outra pertencente aos restantes volumes. No primeiro volume referido, opta-se por definir uma malha mais refinada junto às paredes mais angulosas, por forma a obter uma melhor descrição do gradiente de velocidades, criando uma *size function* (Anexo B2) a partir de faces fixas. De seguida gera-se uma malha nesse volume de acordo com a respectiva função (Figura 4.3). Para os dois volumes adjacentes, cria-se uma malha crescente a partir dos elementos definidos junto aos volumes das superfícies que os definem, com valores relativos à malha hexagonal\tetraédrica com, e gera-se a malha nos dois volumes baseada na *size function* a partir de faces malhadas.

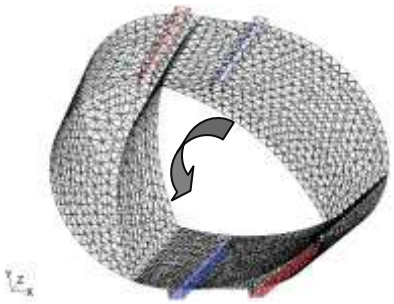


Figura 4.3 – Malha gerada para a turbina de deslocamento positivo.

4.4.3. Resultados de simulação (CFD)

Antes de proceder a qualquer tipo de cálculo é essencial verificar a escala utilizada no modelo, pelo que a geometria adoptada tem influência nos resultados.

Neste estudo procede-se a uma análise de sensibilidade a vários valores de queda, conforme especificado no Anexo B3. Uma vez que este processo pressupõe sempre a existência de duas grandezas distintas, para além dos dados de pressão é necessário indicar o valor para a velocidade de rotação do rotor, que no caso analisado apresenta sentido positivo.

O estudo compreende análises a diferentes parâmetros cujo processo permite observar quais as quedas e velocidades de rotação do rotor que conduzem aos melhores rendimentos, assim como

qual a gama de caudais e quedas mais adequados ao funcionamento pretendido. Deste modo, procede-se ao traçado das curvas características que produzem o comportamento desta turbina.

Sabendo que a potência mecânica é dada por:

$$P_{mec} = M\omega \tag{4.46}$$

A potência mecânica transmitida ao veio da turbina depende do binário do motor (M), e da velocidade de rotação angular (ω) sabendo que, $\omega = \frac{2\pi N}{60}$, sendo N a velocidade de rotação (em rpm).

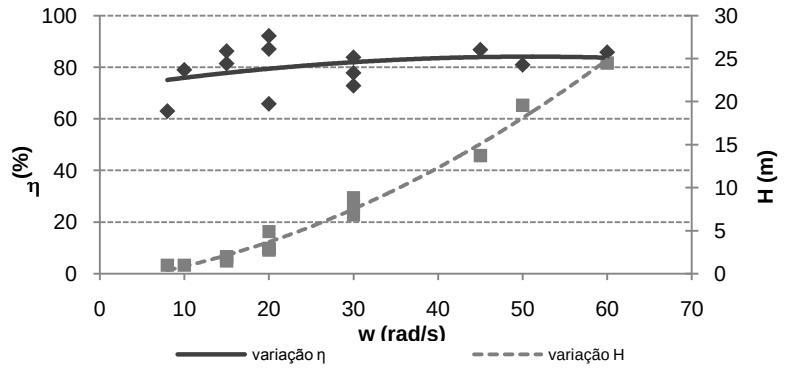


Gráfico 4.2 – Variação do rendimento com a velocidade de rotação e da queda útil.

Da análise do Gráfico 4.2 verifica-se que este tipo de máquina volumétrica é de baixa velocidade de rotação e que apesar das perdas mecânicas e fugas apresenta bons rendimentos. Verifica-se que as alterações de queda têm pouco efeito sobre o rendimento, o que permite concluir que sob condições de variação de pressão este dispositivo mantém um bom comportamento em termos de eficiência.

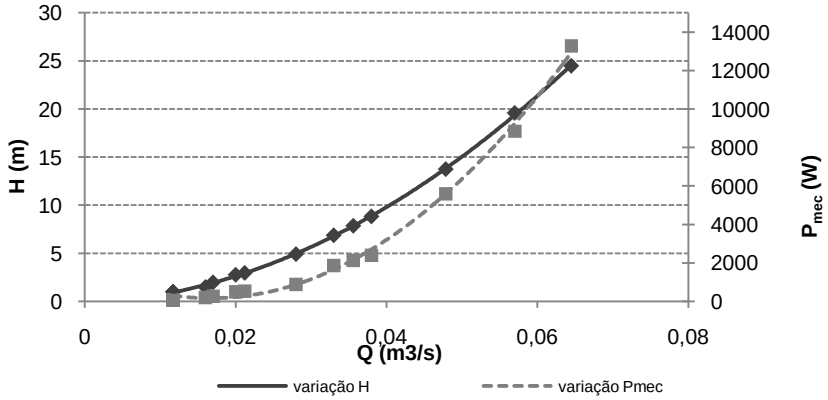


Gráfico 4.3 - Variação do caudal com a perda de carga e com a potência mecânica.

No Gráfico 4.3, verifica-se que o valor da potência mecânica aumenta consideravelmente quando se aumenta o valor do caudal e consequentemente o valor da velocidade de rotação. Estas curvas são teóricas, baseadas na modelação através da análise hidrodinâmica 3D de interacção entre o escoamento e as componentes mecânicas da turbina.

Em seguida apresentam-se as curvas características baseadas em parâmetros adimensionais designados por:

Coeficiente de caudal: $$\phi = \frac{Q}{ND^3} \quad (4.47)$$

Coeficiente de queda: $$\psi = \frac{gH}{N^2D^2} \quad (4.48)$$

Coeficiente de potência: $$\Pi = \frac{p}{\rho N^3 D^5} \quad (4.49)$$

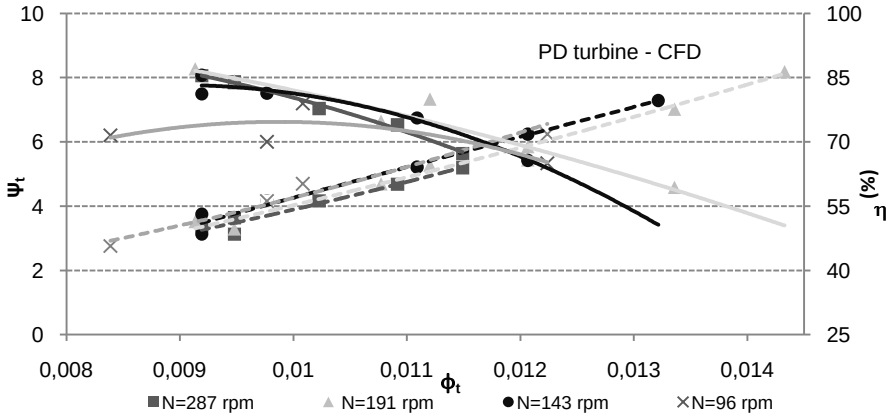
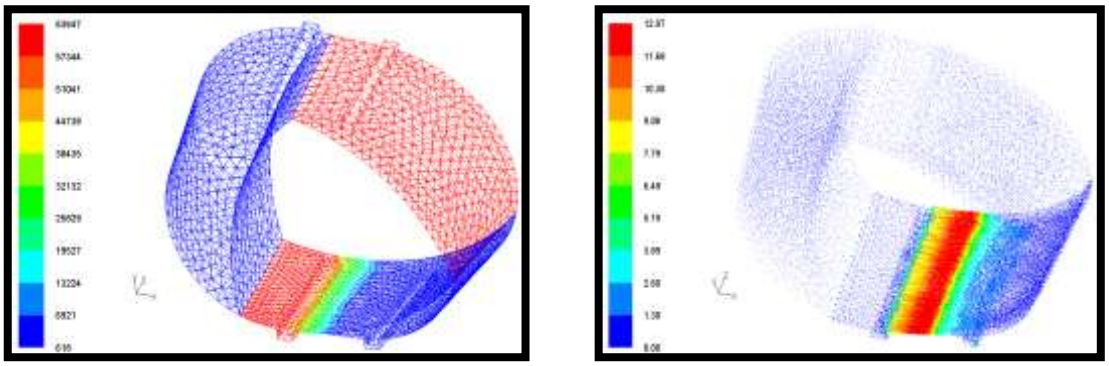


Gráfico 4.4 – Variação do coeficiente de queda e caudal e do rendimento para diferentes velocidades de rotação da turbina de deslocamento positivo (PD).

Procederam-se a várias simulações para diferentes velocidades de rotação sendo possível identificar as melhores condições de funcionamento em função da variação do rendimento (Gráfico 4.4). Na Tabela C 1 - Anexo B1, pode-se observar a resposta da turbina à variações dos parâmetros característicos.

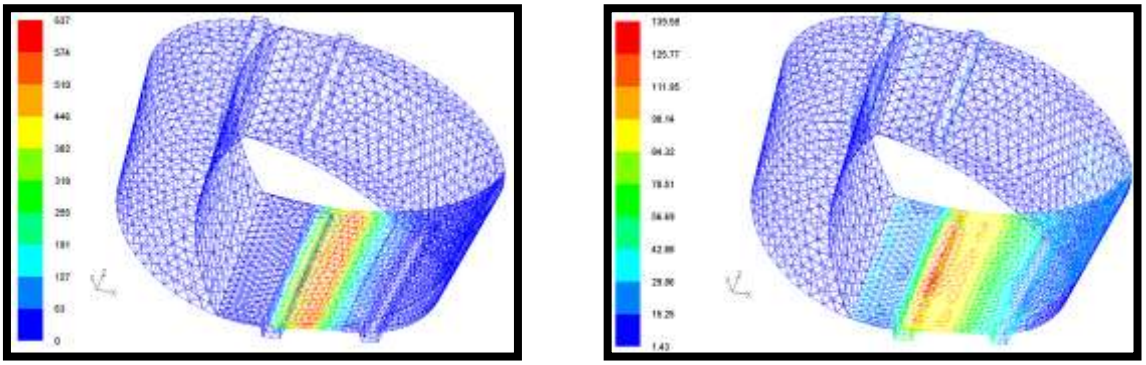
A partir do Gráfico 4.4, é possível identificar a curva de melhor rendimento, que corresponde a uma velocidade de rotação da ordem de 200 rpm (i. e., N = 191 rpm, com n_{sqt} = 12 rpm (m, m^3/s)). De acordo com essa velocidade de rotação mostra-se o comportamento do escoamento no interior da turbina para uma queda de 3 metros e o caudal de cerca de 21 l/s, através das Figuras 4.4 a 4.6.



(a) Pressão total (Pa). (b) Vectores de velocidade (m/s).

Figura 4.4 – Turbina de deslocamento positivo: variação da pressão e da velocidade de escoamento.

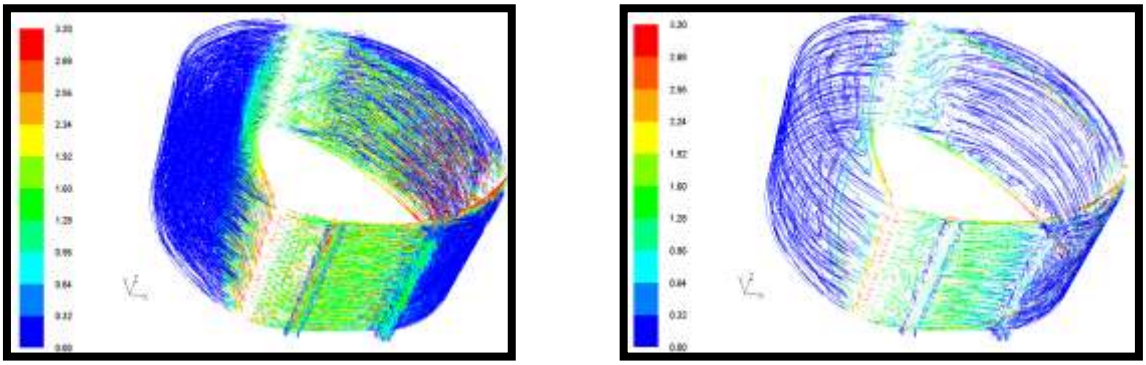
De acordo com a Figura 4.4 (a) pode-se visualizar a variação da pressão no interior da turbina. Em geral, a velocidade do escoamento nas cavidades interiores é baixa denotando-se uma pequena fuga na junção entre o rotor e a envolvente, Figura 4.4 (b). Para as condições enunciadas de análise verifica-se, na zona onde a posição do rotor deveria encostar à envolvente a velocidade do escoamento é elevada estando nessa zona associada uma maior tensão tangencial e intensidade de turbulência (Figura 4.5).



(a) Tensão tangencial (Pa). (c) Intensidade de turbulência (%)

Figura 4.5 – Turbina de deslocamento positivo: variação da tensão tangencial e da intensidade de turbulência.

A partir das trajectórias das partículas do escoamento é possível identificar mais detalhadamente o comportamento do fluido no interior da máquina.



(a) Trajectórias do escoamento no interior (m/s). (b) Trajectórias do escoamento junto da parede (m/s).

Figura 4.6 – Turbina de deslocamento positivo: Trajectórias no interior e junto à fronteira sólida (rotor e invólucro).

Nas Figura 4.6 (a) e (b), observam-se as trajectórias, que em regime permanente coincidem com as linhas de corrente, tanto no interior das cavidades como junto à fronteira sólida delimitada pelo rotor e o invólucro (epicicloide). O escoamento aumenta a sua velocidade junto às paredes do rotor, induzido pela velocidade do próprio rotor diminuindo para o espaço entre o rotor e o corpo exterior da turbina. Devido ao movimento rotacional, induzido pela rotação do rotor, o fluido tende a acompanhar o seu movimento, que devido à impulsão existente na estreita passagem entre o rotor e a parede exterior induz uma certa tensão tangencial.

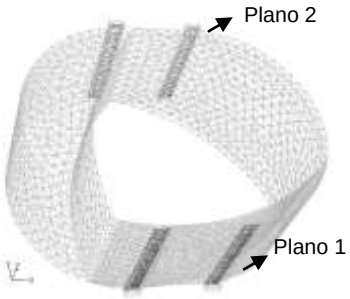
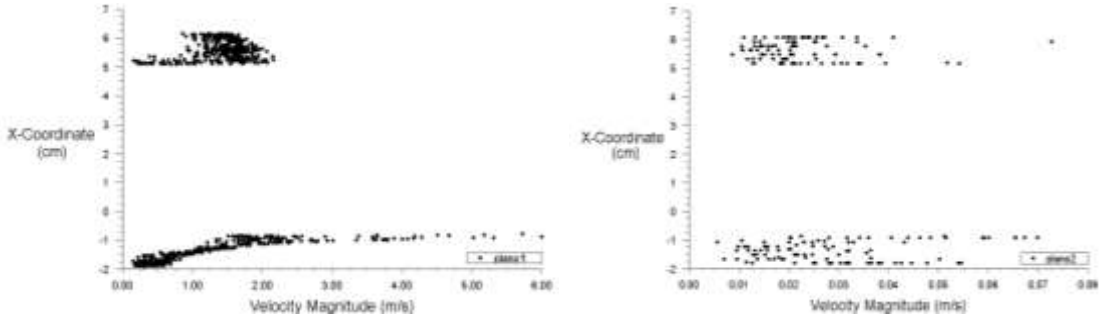


Figura 4.7 – Secções definidas em planos simétricos, para a análise da variabilidade da velocidade do escoamento à entrada e à saída da turbina.

A criação de planos simétricos seccionando as entradas e as saídas do escoamento (Figura 4.7) permite analisar a variabilidade da velocidade do escoamento nas entradas e nas saídas da turbina. Para estas secções analisam-se os gráficos da velocidade em função da profundidade, conforme indicados a seguir (Figura 4.8): o primeiro gráfico representa a velocidade do escoamento à entrada e à saída da turbina, sendo os valores inferiores correspondentes à saída e os valores superiores aos de entrada. A quantidade de escoamento que entra e sai dentro da câmara é praticamente equivalente, tendo como consequência a quase constância de caudal durante o funcionamento desta turbina.



(a) (b)

Figura 4.8 - Variação da velocidade na turbina de deslocamento positivo: (a) no plano 1; (b) no plano 2.

A Figura 4.8 (b) representa exactamente as mesmas condições, sendo, no entanto, os valores superiores correspondentes à entrada e os inferiores à saída do escoamento. Da análise dos dois gráficos evidencia-se alguma diferença entre elas, devido à posição do rotor. Uma vez que a posição do rotor não é simétrica em relação à sua envolvente justifica esta diferença de concentração de valores, ou seja há um maior constrangimento por parte da posição do rotor em relação à entrada (plano observado na Figura 4.7).

4.5. Hélice tubular com cinco pás

4.5.1. Considerações gerais

O desenvolvimento deste trabalho de investigação também compreende a análise de rodas de turbinas do tipo hélice adaptadas a diferentes instalações, nomeadamente inseridas numa conduta e instaladas com evoluta a montante. As turbinas hélice são consideradas neste estudo por serem ainda pouco utilizadas, adequadas a pequenas quedas, para caudais com pouca variabilidade (isto é, associadas a baixas potências) de fácil concepção e de baixo custo. Deste modo, o objectivo consiste na análise de diferentes soluções em termos de concepção, dimensionamento e aplicabilidade. A análise a desenvolver utiliza um modelo hidrodinâmico avançado baseado no método dos elementos finitos, assim como modelos específicos para a definição da forma das pás, consoante o ângulo de ataque da velocidade de escoamento à entrada e à saída da mesma, para a criação das malhas de cálculo.

O projecto das turbinas hélice utiliza o princípio das operações booleanas na definição do volume das diferentes componentes, durante a concepção deste dispositivo hidromecânico. Na concepção das pás da hélice há necessidade de desenhar diferentes ângulos de inclinação, por forma a determinar o que melhor conduz aos melhores valores de eficiência.

4.5.2. Geometria

O traçado da hélice é decomposto numa série de sólidos independentes entre si, com o objectivo de facilitar e promover a criação de soluções distintas. Como tal opta-se por desenhar o eixo de ligação ao gerador e posteriormente a forma da pá, composta por ângulos de entrada e de saída junto ao eixo e na periferia. Para os ângulos das pás é necessário proceder a cálculos matemáticos baseados nos triângulos de velocidade à entrada e à saída de cada pá.

Conforme a Figura.4.9 identificam-se as variáveis a ter em conta na optimização de uma hélice face aos valores das velocidades. Da análise da figura observa-se que estes parâmetros estão associados entre si a partir da orientação das pás, ou seja à medida que o ângulo varia assim se definem os vectores assinalados. A cada orientação da pá uma nova configuração é obtida, testando-se a sua eficiência e posteriormente a escolha da melhor solução. É um processo moroso, que exige cuidados especiais e análises de sensibilidade a diversos parâmetros.

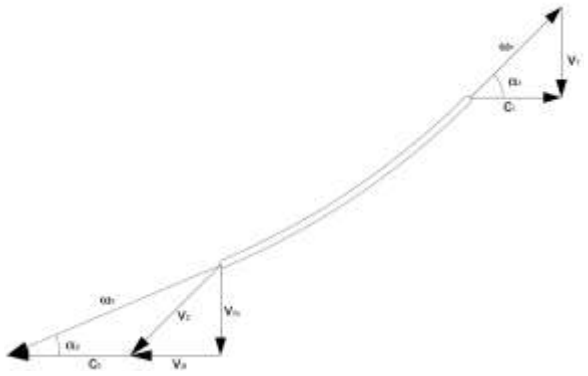


Figura.4.9 – Periferia de uma pá de a uma turbina hélice.

Na Figura.4.9 identificam-se os vectores de velocidade absoluta, periférica e relativa. A partir deles e conforme o esquema indicado estabelecem-se algumas relações essenciais para o cálculo do caudal efectivo para uma determinada turbina. Sabendo que a velocidade periférica depende da velocidade de rotação da roda:

$$c_1 = c_2 = \omega r \tag{4.50}$$

e que a velocidade absoluta que atravessa a roda depende do caudal que atravessa a roda:

$$v_1 = v_{2s} = \frac{Q}{S} = \frac{Q}{\pi(r_2^2 - r_1^2)} \tag{4.51}$$

De acordo com o ângulo de inclinação das pás na periferia com a horizontal à entrada (1) e à saída da pá (2) traduz-se a seguinte relação:

$$\operatorname{tg} \propto_1 = \frac{v_1}{c_1} = \frac{Q}{S} \cdot \frac{1}{\omega r} \tag{4.52}$$

$$\operatorname{tg} \propto_2 = \frac{v_{2s}}{c_2 + v_{2t}} = \frac{v_1}{\omega r + v_{2t}} \Leftrightarrow \operatorname{tg} \propto_2 = \frac{Q}{S}\left(\frac{1}{\omega r + v_{2t}}\right) \tag{4.53}$$

De forma a diminuir as perdas de carga na turbina, admite-se que o escoamento à saída da roda é irrotacional, formando um vórtice livre ($\operatorname{rot} \bar{v} = 0$), dependendo de uma constante, do raio da pá, da secção que o escoamento atravessa, do ângulo da pá e naturalmente do caudal:

$$v_{2t} = \frac{k}{r} \quad \Rightarrow \quad k = -\omega r^2 + \frac{Qr}{S \operatorname{tg} \propto_2} \tag{4.54}$$

De facto à medida que o ângulo de inclinação da pá altera, seja na secção da pá imediatamente a montante por onde o escoamento incide, seja na secção de jusante, a eficiência altera-se consideravelmente, podendo originar melhores ou piores rendimentos consoante se diminua ou se aumente o ângulo.

Como a quantidade de movimento por unidade de tempo é dada por:

$$m = \rho Q v \tag{4.55}$$

Derivando esta equação vem:

$$dM_{2t} = \rho \, dQ \, v_{2t} = \rho v_1 2\pi r \frac{k}{r} dr \tag{4.56}$$

Passando o raio para o primeiro termo, dá origem à seguinte equação:

$$dM = dM_{2t} r = 2\rho k v_1 \pi r dr \tag{4.57}$$

e integrando, vem para o binário:

$$M = \int_{r_1}^{r_2} dM = \int_{r_1}^{r_2} 2\rho k v_1 \pi r dr = 2\rho k v_1 \pi \int_{r_1}^{r_2} r dr = 2\rho k \pi v_1 \left(\frac{r_2^2}{2} - \frac{r_1^2}{2}\right) = \rho k Q \tag{4.58}$$

Como a potência motora ou mecânica é dada por:

$$P_{mec} = M\omega = \rho Q k \omega \tag{4.59}$$

e a potência hidráulica por:

$$P_h = \gamma Q H \tag{4.60}$$

Obtém-se então o rendimento através da seguinte expressão:

$$\eta_t = \frac{P_m}{P_h} = \frac{\rho Q k \omega}{\gamma Q H} = \frac{k\omega}{gH} \tag{4.61}$$

4.5.3. Determinação da inclinação das pás

Tal como apresentado, a velocidade do escoamento tangente à trajectória das partículas denomina-se de velocidade absoluta e corresponde à resultante entre a velocidade de transporte ou periférica e a velocidade relativa. A velocidade relativa estabelece-se ao longo do desenvolvimento da pá, segundo um ângulo θ com a horizontal, (Figura 4.10), enquanto a velocidade periférica se desenvolve numa tangente à circunferência da hélice, com o centro no eixo da roda.

Sendo a velocidade do escoamento dada por:

$$V_e = \frac{Q}{S_{útil}} = \frac{Q}{S_{total} - S_{veio}} \tag{4.62}$$

em que,

Q – caudal (m^3/s);

S – secção útil ou área efectiva por onde o escoamento passa (m^2).

e a velocidade de transporte:

$$c = \omega\, r \tag{4.50}$$

onde

ω – velocidade angular da roda (rad/s);

r – raio entre a extremidade da pá e a periferia do veio ou raio da roda (m).

Decompondo os vectores de velocidade conforme se ilustra na Figura 4.10.

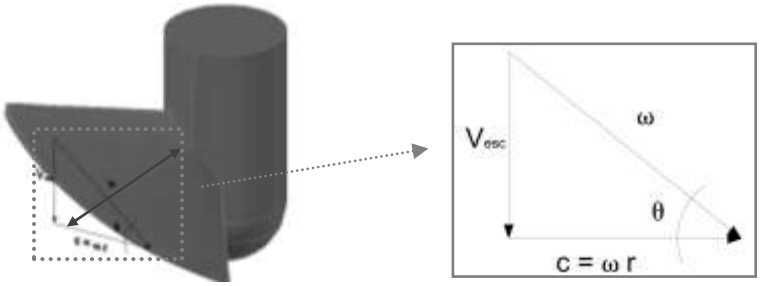


Figura 4.10 – Vectores de velocidade absoluta, periférica relativa, numa hélice.

é possível obter uma relação entre o ângulo da pá de uma hélice, em função das velocidades absoluta e periférica:

$$\mathrm{tg}\theta = \frac{V_{abs}}{V_{transp}} = \frac{Q/S_{útil}}{\omega r} = \frac{Q}{S_{útil}\,\omega} \times \frac{1}{r} \tag{4.63}$$

o que é equivalente a:

$$Q = S_{útil}\ \omega\ r\ \mathrm{tg}\theta \tag{4.64}$$

Com base na equação (4.63) procede-se a uma avaliação iterativa na qual se pretende variar o valor da pressão à entrada e da velocidade de rotação até se chegar à solução óptima. Deste modo obtém-se o caudal que conduz ao rendimento óptimo para determinadas condições de fronteira.

Com base na equação (4.54) correspondente à constante na equação do vórtice livre à saída das pás, determinam-se os ângulos, para uma dada velocidade de rotação, que conduzem ao rendimento óptimo. Considerando os valores das variáveis assinaladas na Tabela 3, calculam-se os valores dos ângulos de entrada e de saída desde o eixo até à periferia da hélice (Tabela 4).

Tabela 3 – Determinação das características geométricas das pás da turbina hélice.

Dados

H (m) =	2
Q (m3/s) =	0.02
N (rpm) =	1337
D (m) =	0.1
d/D =	0.5
ap (graus)	72

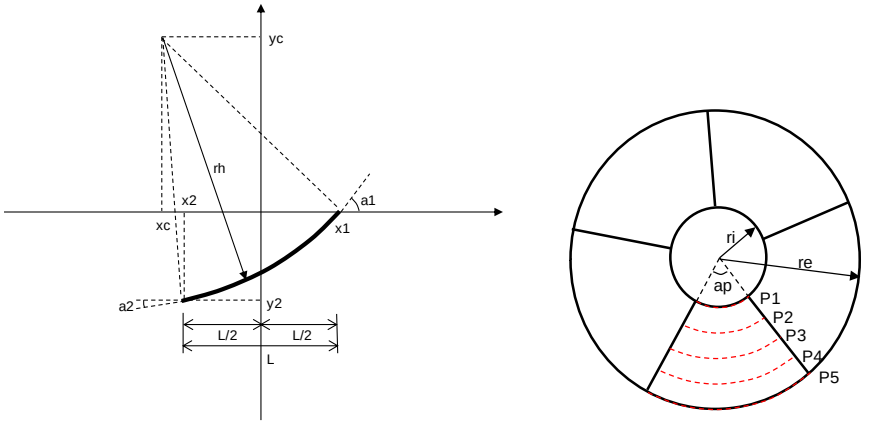
Resultados

P (kW)	0.392
n_{sqt} (rpm)	112.4
n_{spt} (rpm)	352.0
w (rad/s)	140.0
d (m)	0.05
re (m)	0.05
ri (m)	0.025
S (m2)	0.0059
V1 (m/s)	3.3953
tg(α_1e)	0.4850
tg(α_1i)	0.9700
tg(α_2e)	0.3464
tg(α_2i)	0.3731
K	0.1400
a_p (rad)	1.2566

A partir da Tabela 4 e do Gráfico 4.5 e considerado o diâmetro exterior, neste exemplo, de 100 mm, com um veio de diâmetro de 50 mm pode-se representar o perfil de cada pá desde a secção do eixo até à periferia.

Tabela 4 – Desenvolvimento dos perfis da pá de uma hélice.

	r (m)	tg(α_1)	tg(α_2)	α_1(º)	α_2(º)	α_1 (rad)	α_2 (rad)	l (m)	rh (m)	x_1 (m)	x_2 (m)	xc (m)	yc (m)
P1	0.0250	0.9700	0.3731	44.1	20.5	0.7702	0.3571	0.0294	0.0848	0.0147	-0.0147	-0.0443	0.0608
	0.0281	0.8622	0.3808	40.8	20.8	0.7116	0.3639	0.0331	0.1113	0.0165	-0.0165	-0.0561	0.0843
P2	0.0313	0.7760	0.3834	37.8	21.0	0.6599	0.3661	0.0367	0.1440	0.0184	-0.0184	-0.0699	0.1138
	0.0344	0.7055	0.3821	35.2	20.9	0.6144	0.3650	0.0404	0.1841	0.0202	-0.0202	-0.0859	0.1504
P3	0.0375	0.6467	0.3780	32.9	20.7	0.5740	0.3614	0.0441	0.2327	0.0220	-0.0220	-0.1043	0.1954
	0.0406	0.5969	0.3717	30.8	20.4	0.5382	0.3559	0.0478	0.2910	0.0239	-0.0239	-0.1253	0.2499
P4	0.0438	0.5543	0.3641	29.0	20.0	0.5061	0.3492	0.0514	0.3605	0.0257	-0.0257	-0.1490	0.3153
	0.0469	0.5173	0.3556	27.4	19.6	0.4774	0.3416	0.0551	0.4427	0.0276	-0.0276	-0.1758	0.3932
P5	0.0500	0.4850	0.3464	25.9	19.1	0.4516	0.3335	0.0588	0.5391	0.0294	-0.0294	-0.2059	0.4851



(a) (b)

Gráfico 4.5 – Parâmetros associados ao perfil da pá de uma hélice (a); vista superior da hélice formada por cinco perfis (b).

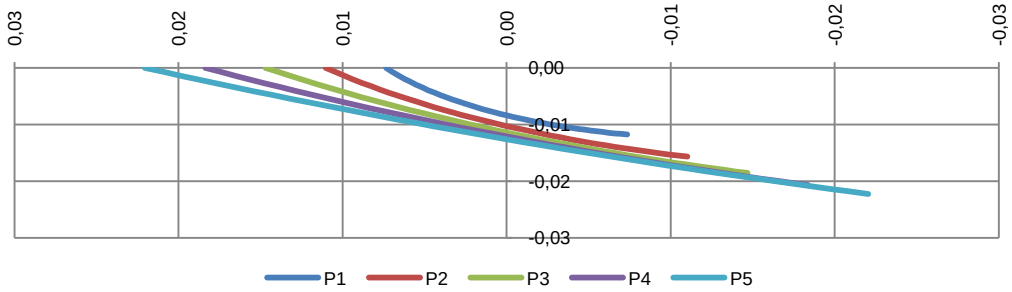


Gráfico 4.6 – Perfis da pá de uma turbina hélice.

4.5.4. Definição da malha de cálculo

Depois da definição da pá, representa-se a hélice, segundo os ângulos referenciados, com pás orientadas segundo uma velocidade de rotação com determinado sentido (e. g., igual aos ponteiros do relógio ou sentido negativo). Como a velocidade de rotação depende como o

escoamento atravessa as pás, opta-se por uma velocidade negativa correspondente a uma direcção de escoamento perpendicular à face do veio de rotação com sentido descendente, (de cima para baixo). De acordo com a Figura.4.11, o escoamento entra pelo lado esquerdo da tubagem, atravessa as pás e sai na vertical.

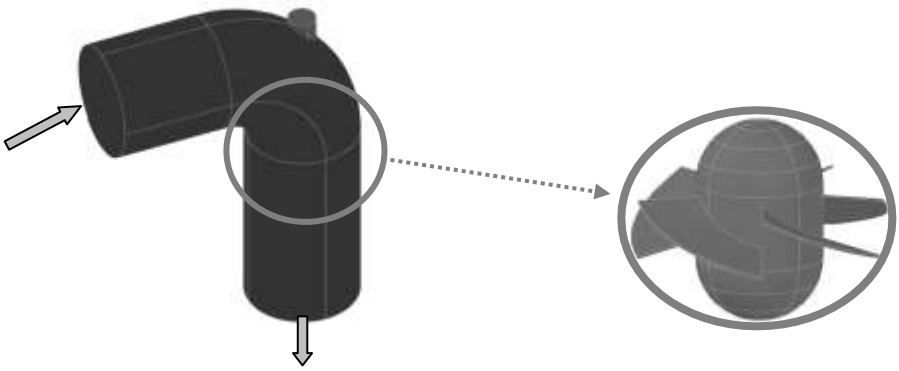


Figura.4.11 – Esquema da hélice inserida numa conduta.

Atendendo a que as relações constitutivas da hélice não entram com a espessura da pá, opta-se por criar uma espessura tão mínima quanto possível de forma a não interferir no escoamento, provocando perdas adicionais que possam condicionar a sua eficiência. A espessura considerada é de 1mm, por razões físicas e limitações de geração da malha. Como forma de contribuir para uma melhor compreensão, apresenta-se no Anexo B1, Figura B 3, o modo de concepção desta turbina.

Para estabelecer as condições de fronteira, considera-se a face por onde o fluxo entra na conduta, indicada a vermelho na Figura 4.12, e a face por onde sai, indicada a azul na respectiva figura, sendo as restantes faces sólidas consideradas como paredes separadas individualmente pelas funções a que se destinam (Anexo B2).

Quanto à malha compreendida pelo espaço ocupado pelo fluxo, cria-se uma função de distribuição a partir de faces, previamente malhadas (Anexo B2). As faces escolhidas para o efeito correspondem às mais condicionantes, ou seja nos locais onde a malha é difícil de se criar, que geralmente coincide com volumes de dimensão bastante reduzida. Assim, de forma a facilitar a construção da malha, para todas as turbinas seleccionadas opta-se por criar malhas em todas as faces envolventes do corpo da hélice, compreendidas pelas pás, bolbo de rotação, e eixo de ligação ao gerador, bem como o tipo de malha utilizada, que em todas as faces é usada a malha *"T-Grid"* (Figura 4.12).

Figura 4.12 – Malha criada para a hélice de cinco pás instalada numa conduta.

Todavia ao longo da concepção da hélice pode surgir dúvidas face ao desenvolvimento da pá desde o eixo até à periferia, pelo que se toma como solução simplificada, a adopção de um andamento recto.

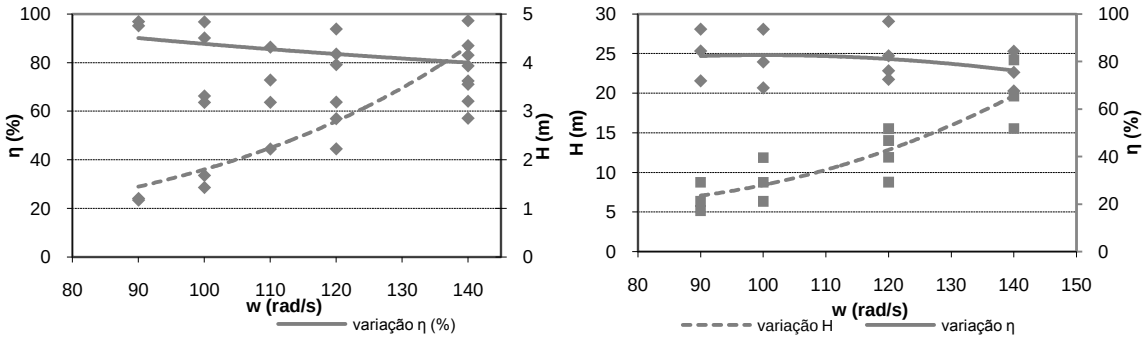
4.5.5. Resultados de simulação (CFD)

De acordo com o modelo as variáveis admitidas na análise de turbinas, correspondem à pressão de entrada, pressão de saída, à velocidade de rotação, e ao caudal de saída. A escolha destes parâmetros passa pela análise que se pretende desenvolver, que neste caso se considera como condições iniciais a introdução de uma pressão de entrada em valor absoluto, a velocidade de rotação da hélice e o caudal de saída. Após a convergência da solução verifica-se que o caudal obtido corresponde ao imposto, sendo necessário proceder a sucessivas iterações no caso da não convergência, alterando o valor da pressão inicial. É importante atender a que, numa turbina a pressão exercida, ou a força do escoamento, faz variar ou mover o rotor em torno do seu eixo com uma certa velocidade de rotação, pelo que a análise deste dispositivo passa por considerar outro parâmetro responsável também pela rotação da hélice, como o binário induzido pela força do escoamento sobre a turbina. A consideração deste parâmetro assume um papel importante no desempenho desta máquina, uma vez que, quando se impõe uma pressão de entrada ou um valor de caudal, mantendo a velocidade do rotor, o desempenho da turbina altera-se. Neste caso é então necessário associar ou incluir uma força exterior capaz de gerar um momento no veio que permita anular esse efeito, tornando este dispositivo numa turbina efectiva.

Porém à medida que se simula uma nova situação, chega-se à conclusão que apenas seria necessário introduzir dois parâmetros alterando uma condição de fronteira, pressão de entrada para velocidade. Assim tomam-se como valores iniciais a velocidade de rotação, a velocidade do escoamento à entrada e a pressão de saída, reduzindo o caudal e a pressão de entrada a um único valor, a velocidade (Anexo B3). Esta conclusão permite simular de forma mais rápida as soluções estudadas, retirando como valores experimentais, o caudal de entrada, a pressão de entrada e de saída e o binário.

Comparando dados de base com os obtidos pelo modelo, verifica-se que para as mesmas condições iniciais, a perda de carga difere consideravelmente. Esta situação permite averiguar que uma vez que o valor teórico, que resulta de dados de base, não entra em consideração com as perdas existentes ao longo da curva, efeito do eixo de rotação, e anisotropia do escoamento nessa zona, é de notar que o valor esperado seja diferente. Assim procura-se limitar a conduta a apenas a uma zona mais próxima da hélice, mais especificamente junto às pás, simulando somente essa faixa. Mantendo as condições de fronteira iniciais limitadas agora pela faixa, obtêm-se valores mais de acordo com dados teóricos.

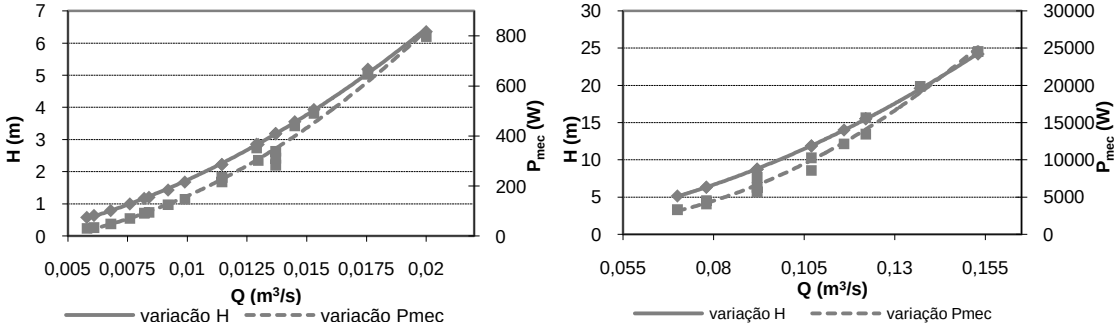
Deste modo, para diferentes valores de velocidade e consequentemente de caudal obtém-se no Anexo C2, Tabela C 6, os rendimentos a partir da qual foi possível traçar os Gráficos 4.7 e 4.8:



(a) (b)

Gráfico 4.7 – Curvas características do rendimento e da queda útil em função do caudal, para a turbina hélice tubular: (a) com diâmetro de 100 mm; (b) com diâmetro de 200 mm.

No Gráfico 4.7 observa-se que com o aumento da velocidade de rotação, a queda útil aumenta e consequentemente a potência hidráulica mas diminui o rendimento.



(a) (b)

Gráfico 4.8 – Curvas características de queda útil e da potência mecânica em função do caudal para a turbina hélice tubular: (a) com diâmetro de 100 mm; (b) com diâmetro de 200 mm.

No Gráfico 4.8, apresentam-se as curvas características da queda e da potência mecânica em função do caudal, para os dois diâmetros estudados.

Com base nestes valores, e uma vez que a turbina será testada em laboratório, estará condicionada a valores de caudal e de queda aí disponíveis. No Gráfico 4.9, representam-se as várias curvas características desta turbina em função do coeficiente de queda e de caudal e da variação do rendimento.

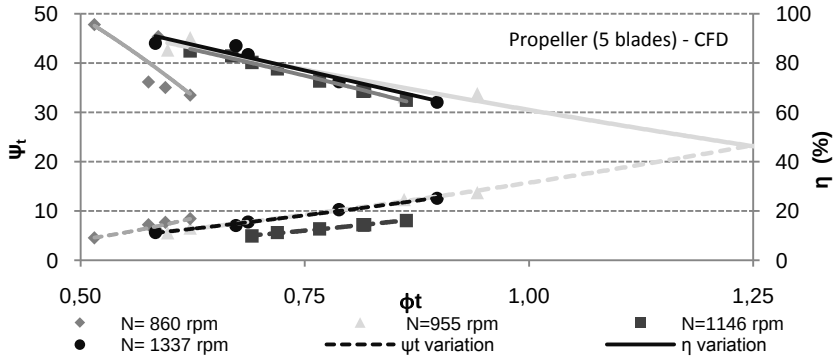
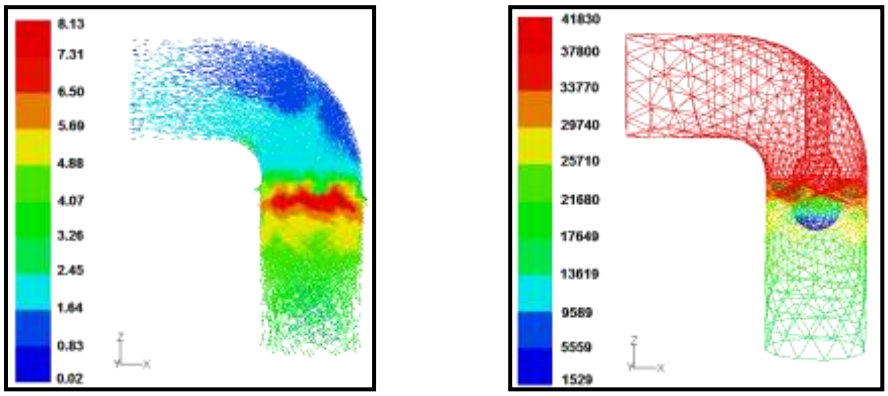


Gráfico 4.9 – Variação de desempenho da hélice com 5 pás para diferentes velocidades de rotação.

Assim sendo, para um caudal de aproximadamente de 13 l/s, velocidade de rotação de 1337 rpm (n_{sqt} = 69 rpm (m, m^3/s)), e queda útil de 2,86 mm, obtêm-se os gráficos de velocidade do escoamento, pressão total, turbulência, tensão tangencial exercida nas paredes, e das trajectórias.



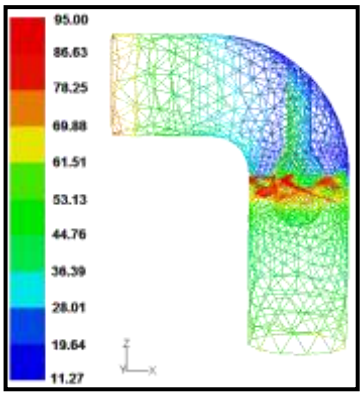
(a) Velocidade do escoamento (m/s) (b) Pressão total (Pa)

Figura 4.13 – Turbina hélice de 5 pás: (a) vectores de velocidade; (b) variação da pressão total.

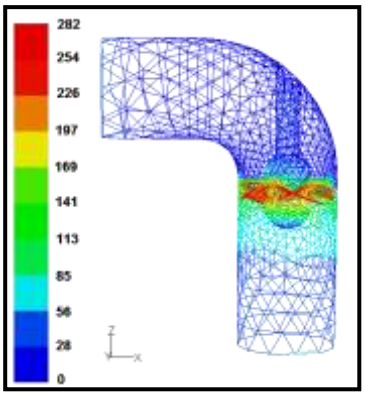
Na Figura 4.13 verifica-se o efeito de atrito das paredes e curva e de arrastamento da hélice e eixo de rotação na velocidade do escoamento. Nota-se uma separação dos vectores do escoamento entre o exterior da curva, dos vectores da zona interior influenciada pelo raio de curvatura. Após essa transição da curva o escoamento entra axialmente sobre a hélice, aumentando a sua velocidade com a rotação da turbina, saindo, em forma de vórtice, pelo difusor (conduta a jusante da roda). Observa-se que com a velocidade angular da turbina, o escoamento é obrigado a acompanhar esse movimento rotacional, imposto não só pela velocidade de rotação mas pela configuração da própria pá, que foi estudada para o efeito. Quando o fluido passa a secção das pás, este vai diminuindo de velocidade à medida que se afasta ou perde contacto com a rotação da hélice, mas mantendo o movimento rotacional, o fluxo é dirigido contra as paredes do tubo com velocidade mais acentuada desde o veio até às paredes da conduta. Ao longo de cada ponto da pá o vector velocidade difere à medida que se desloca desde o veio até à periferia da pá, que tem a ver com a sua inclinação.

Através da Figura 4.14 (b), a pressão à entrada é maior que a pressão de saída, de acordo com a queda útil desta turbina. Outra análise evidente diz respeito ao valor baixo de pressão a jusante do veio da hélice, que é explicado pela formação de vórtice a jusante da roda que pode induzir o aparecimento de cavitação dependendo da velocidade de rotação.

Nesta análise computacional do fluido através da turbina considera-se o regime como permanente, mantendo-se a velocidade de rotação constante. Dado que o escoamento se faz sobre pressão, as singularidades no sistema vão traduzir-se por um acréscimo de turbulência, se o escoamento for turbulento, ou pelo desenvolvimento de turbulência, se for laminar (QUINTELA, 2005). Da análise da Figura 4.14 (a), verifica-se alguma instabilidade do escoamento imediatamente antes do inicio da curva, na própria hélice e a jusante desta. Tal facto deve-se não só à rotação da hélice como à influência que a curva impõe na circulação do escoamento, tornando o escoamento anisotrópico nestas zonas.

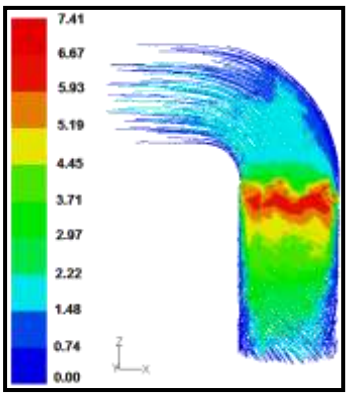


(a) Intensidade de turbulência (%)

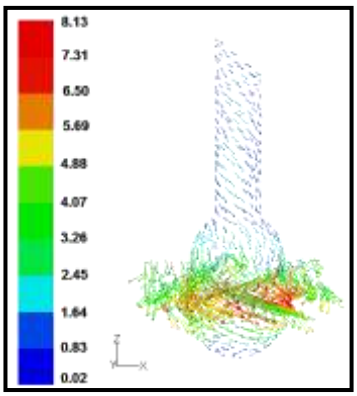


(b) Tensão tangencial (Pa)

Figura 4.14 – Turbina hélice de 5 pás: (a) variação da intensidade de turbulência; (b) variação da tensão tangencial.



(a) Trajectórias do escoamento (m/s)



(b) Vectores de velocidade (m/s)

Figura 4.15 – Turbina hélice de 5 pás: (a) variação das trajectórias; (b) vectores de velocidade na zona da hélice.

As trajectórias ou linhas de corrente (porque o regime é permanente) apresentadas na Figura 4.15 permitem observar e confirmar os diagramas dos vectores de velocidade. Aqui evidencia-se o contorno e a forma de como o escoamento entra na curva, atravessa a hélice e sai em movimento rotacional (em forma de vórtice) pelo difusor ou conduta a jusante. Também é possível visualizar o comportamento do fluido apenas no eixo de rotação e na própria roda. Este comportamento é provocado pela rotação do veio, que obriga a que escoamento apresente velocidade mais acentuada junto ao eixo e nas pás da hélice.

Além da análise desenvolvida para a roda com o diâmetro de 100 mm, analisa-se também a turbina para o diâmetro de 200 mm, que se apresenta no Anexo D1, atendendo às leis de semelhança entre turbomáquinas. Estas alterações de escala permitem avaliar a influência que o seu efeito induz na hidromecânica do escoamento e consequências que advêm em termos de turbulência, velocidade, eficiência e potência.

Para esta turbina, consideram-se cinco planos de seccionamento (Figura 4.16), por forma a analisar o comportamento do escoamento em áreas onde a gama de velocidades pode variar bastante e onde é necessário compreender melhor a variação da distribuição da velocidade.

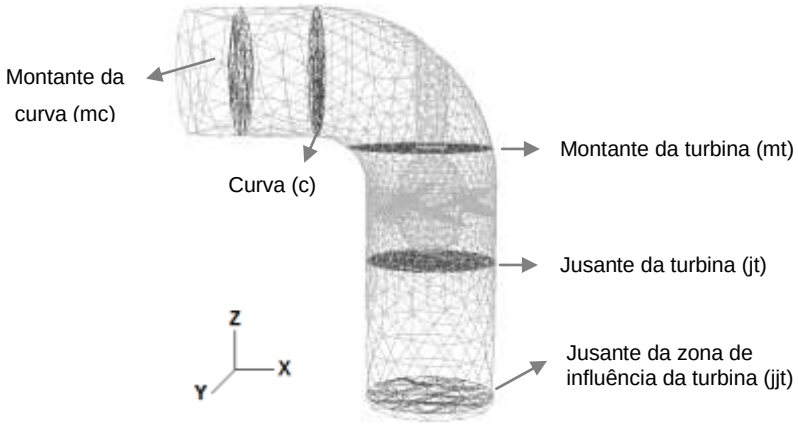
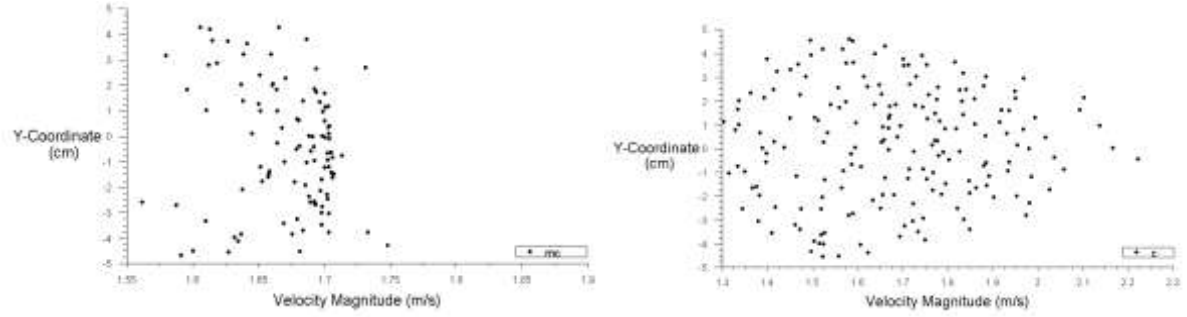


Figura 4.16 - Planos definidos para a análise da distribuição da velocidade no interior da turbina com 5 pás.

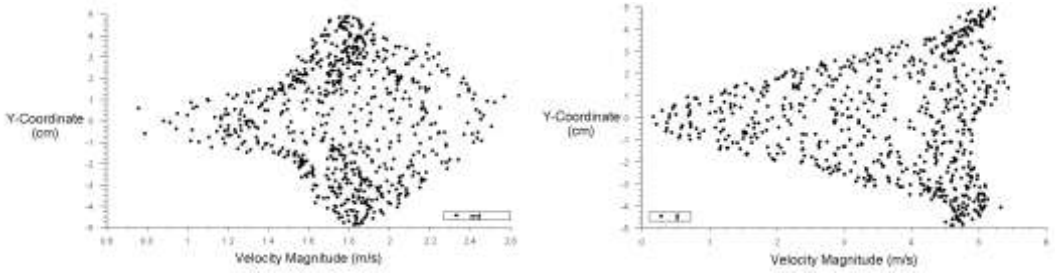
Na Figura 4.17 (a) o fluido entra pela conduta com uma velocidade média de 1,1 m/s, reduzindo à medida que se aproxima das paredes da conduta devido ao efeito de parede que estas exercem no escoamento. À medida que este se aproxima da curva, verifica-se uma anisotropia na distribuição de velocidade, provocado pela influência do eixo da roda (Figura 4.17 (b)).



(a) (b)

Figura 4.17 – Variação da velocidade do escoamento ao longo do diâmetro da conduta, obtido pelo CFD: (a) no plano definido por mc; (b) no plano definido por c.

Relacionando a Figura 4.17 (b) com a Figura 4.18 (a), verifica-se uma certa semelhança na distribuição de velocidade, notando-se, porém, algumas diferenças pela proximidade do escoamento à roda. Esta proximidade torna clara o efeito que a hélice tem no escoamento, pois a concentração de valores é bastante mais dispersa do que na curva a montante da hélice. De acordo com a Figura 4.18 (b), o fluido à medida que se afasta da hélice é influenciado pelo efeito depressão existente a jusante do veio da turbina (zona de separação) da hélice, implicando uma diminuição da pressão e da velocidade nesta secção. No entanto, verifica-se que a roda induz um aumento da velocidade para a periferia devida à sua própria rotação, o que permite concluir que há uma zona de separação do escoamento desde o momento em que o fluido deixa as pás até à secção de jusante do difusor (Figura 4.19). Assim que o fluido deixa as pás e sai em movimento rotacional para jusante, este tende a voltar ao escoamento axial. Para um difusor mais longo este restabelecimento seria observado.



(a) (b)

Figura 4.18 - Variação da velocidade do escoamento ao longo do diâmetro da conduta, obtido pelo CFD: (a) no plano definido por mt; (b) no plano definido por jt.

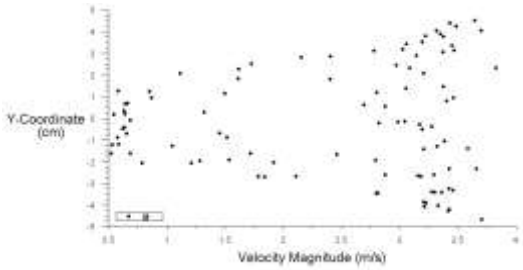


Figura 4.19 - Variação da velocidade do escoamento ao longo do diâmetro da conduta, no plano definido por jjt.

4.6. Hélice tubular com quatro pás

4.6.1. Malha de cálculo

A partir da configuração da hélice de cinco pás, descrita anteriormente, adopta-se o mesmo procedimento para a hélice de quatro pás, quer para a malha como para os ângulos da pá. Aproveitando o mesmo esquema, concebido para a turbina de cinco pás, com diâmetro de 100mm, altera-se apenas os ângulos de incidência do escoamento para esta nova hélice. Esta nova turbina permite proceder comparações com a hélice de cinco pás, e saber qual das duas conduz a uma resposta mais adequada sob as mesmas condições de instalação.

No que diz respeito à geometria, adopta-se o mesmo procedimento em relação à concepção desta hélice com pequenas alterações de pormenor. Na geração da malha, adopta-se exactamente os mesmos valores para a função distribuição e as mesmas condições de fronteira e de domínio referentes às mesmas faces e volume, tal como se pode verificar na Figura 4.20.

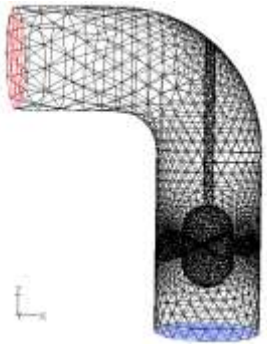


Figura 4.20 – Malha gerada para a hélice de quatro pás.

4.6.2. Resultados de simulação (CFD)

Com base no ficheiro onde foi criada a malha no modelo GAMBIT, é necessário recorrer ao modelo hidrodinâmico (FLUENT) para caracterizar hidraulicamente as condições de fronteira. Tal como na hélice de cinco pás, foram consideradas o mesmo tipo de condições de fronteira (Anexo B3).

Tendo a conduta o mesmo diâmetro, não foi necessário proceder a ajustes de escala, desta forma, como primeira iteração, faz-se corresponder um valor da velocidade de rotação assim como a velocidade de escoamento à entrada permitindo o cálculo do rendimento. Esse rendimento é estimado mediante uma avaliação dos valores resultantes das simulações dadas pelo modelo CFD (baseada na Tabela C 12 do Anexo C3), que leva à conclusão que para uma velocidade de rotação de 300 rpm (n_{sqt} =91 rpm (m, m^3/s)), um caudal de 4 l/s e uma queda de 0,12 m, o rendimento da turbina obtido por simulação é de cerca de 95% (Gráfico 4.10).

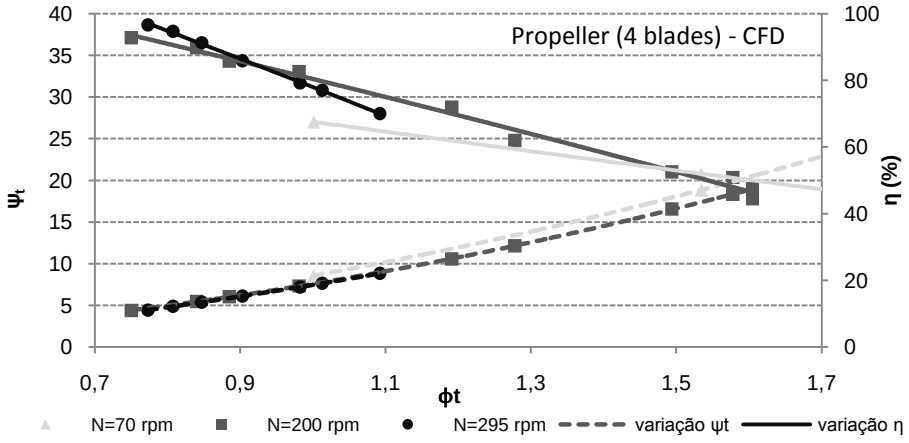
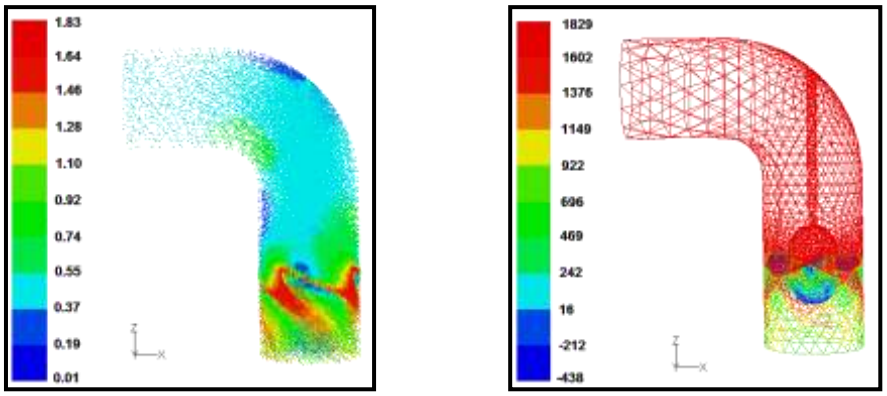


Gráfico 4.10 – Variação do rendimento e do coeficiente de queda com o coeficiente de caudal, para várias velocidades de rotação na hélice de 4 pás.

Tendo em conta as curvas características desta máquina, e estabelecido o ponto óptimo de funcionamento da turbina, obtêm-se os diagramas de velocidade, pressão, turbulência e tensão tangencial, e trajectórias das partículas líquidas do escoamento que permitem compreender o comportamento do sistema.

Pela análise da Figura 4.21 (a), a velocidade do escoamento apresenta pouca variabilidade desde a entrada da conduta até à turbina havendo algumas regiões localizadas influenciadas pelo eixo da turbina e pela curva. Na zona da roda verifica-se a influência que a própria rotação induz no escoamento, que altera o sentido da sua trajectória.

Comparando este gráfico com o da pressão total, a montante da turbina o escoamento apresenta uma velocidade bastante baixa, provocando elevados valores de pressão nessa região. Esta situação é explicada como se à entrada se tivesse escoamento irrotacional. No entanto, ao entrar no campo de rotação da roda, o escoamento torna-se rotacional, deixando de manter uma carga constante.

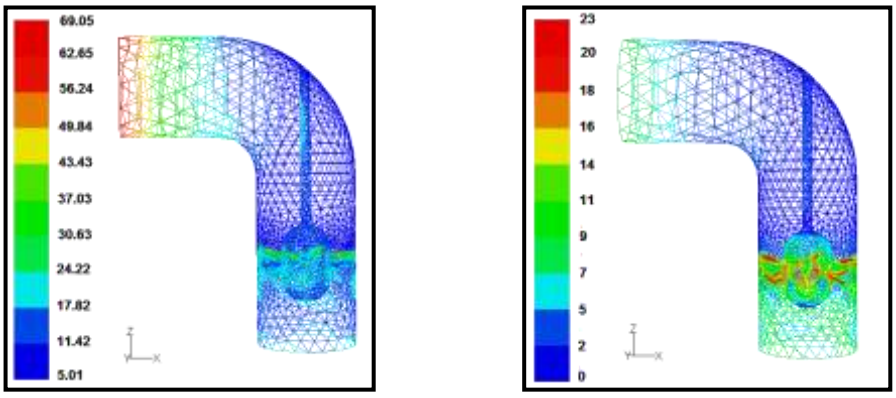


(a) Velocidade do escoamento (m/s) (b) Pressão total (Pa)

Figura 4.21 – Turbina hélice tubular com 4 pás: (a) vectores de velocidade; (b) variação da pressão total.

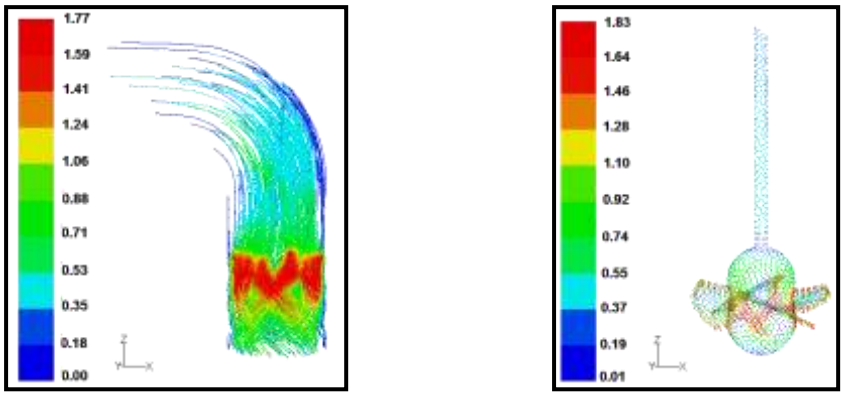
Esta condição impõe um aumento de velocidade de escoamento e um aumento de pressão. É de notar que na secção da turbina, o escoamento é induzido para a zona da parede da conduta, devido à força centrífuga actuante. No diagrama de pressões, observa-se uma diminuição clara do valor de pressão na região inferior da hélice, provocado pelo efeito de separação do escoamento a jusante e pela queda útil (característica de cada roda). De acordo com a Figura 4.22 (a), observa-se que a turbulência assume maior intensidade nas pás da hélice que logicamente é provocado pela sua rotação. Na Figura 4.22 (b), a tensão tangencial é mais elevada junto à periferia das pás, devido ao efeito que a rotação induz no escoamento e à proximidade destas pás com as paredes sólidas da parede da conduta, conferindo alguma resistência significativa nessa zona do escoamento.

Na Figura 4.23 (a) observa-se o comportamento do escoamento onde se denota que a montante da turbina a direcção é axial, e assim que passa pela roda assume um movimento rotacional. Na Figura 4.23 (b), visualizam-se os vectores de velocidade junto à hélice. Estes vectores aumentam a sua intensidade do interior para a periferia, devido ao efeito que a força centrífuga imprime ao escoamento devido à rotação da roda. Ao longo do eixo, é possível visualizar a sua influência no escoamento.



(a) Intensidade de turbulência (%) (b) Tensão tangencial (Pa)

Figura 4.22 – Turbina hélice com 4 pás: (a) variação da intensidade turbulenta; (b) variação da tensão tangencial.



(a) Trajectórias (em função da velocidade (m/s)) (b) Velocidade de escoamento na hélice (m/s)

Figura 4.23 – Turbina hélice com 4 pás: (a) trajectórias do escoamento; (b) vectores de velocidade do escoamento na hélice.

Tal como para a turbina hélice de cinco pás, analisa-se o efeito de escala ao considerar a roda como o dobro do diâmetro segundo as relações de semelhança entre turbomáquinas (Anexo D2).

Uma vez que esta turbina pressupôs além de uma análise matemática, com base na modelação CFD, uma análise física recorrendo ao laboratório, é possível comparar os resultados dos ensaios com os resultados do modelo computacional. Deste modo, procura-se relacionar, com base em diversos planos, o comportamento do escoamento em zonas específicas, ou seja, susceptíveis a uma melhor interpretação relacionada com os fenómenos de turbulência (Figura 4.24). Como forma de comparar os resultados obtidos na modelação matemática através do modelo CFD 3D, com os ensaios experimentais obtidos através de medições com equipamento adequado do tipo Doppler, é necessário criar diferentes planos correspondentes às secções de medição conforme a Figura 4.24.

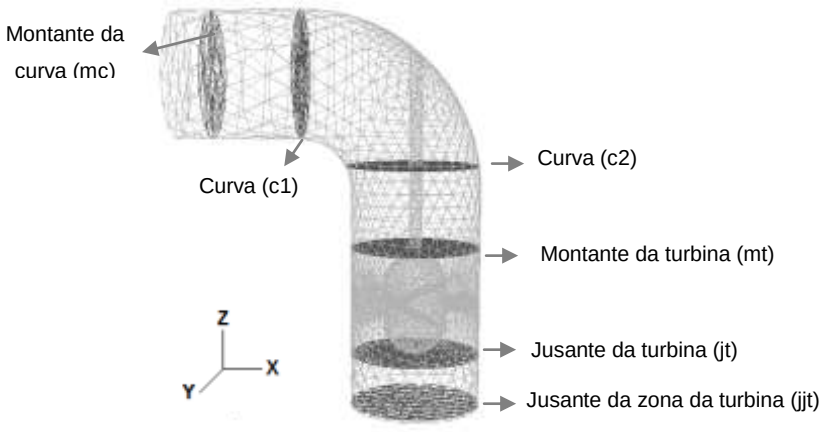


Figura 4.24 – Planos definidos para a análise da distribuição das velocidades instantâneas nas secções de medição com o Doppler.

Para cada plano, procede-se a uma análise da velocidade em função do diâmetro da conduta. Na Figura 4.24 os planos definidos são todos perpendiculares ao plano da figura. Como é

sabido e conforme a Figura 4.25 (a) a distribuição de velocidades apresenta maiores valores a meio da conduta, porque devido ao atrito das paredes sólidas faz com que a velocidade tenda, nessas zonas, para zero.

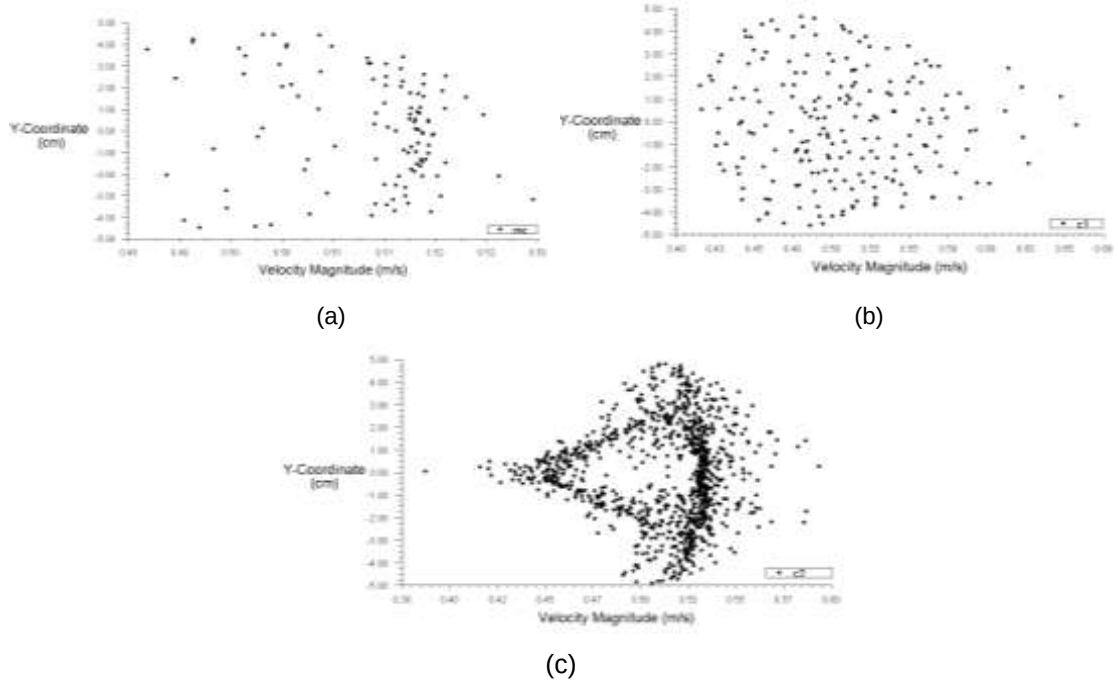


Figura 4.25 – Variação da velocidade do escoamento ao longo do diâmetro da conduta transmitido pelo CFD: (a) no plano definido por mc; (b) no plano definido por c1; (c) no plano definido por c2.

Tendo em conta a Figura 4.25 (c), verifica-se mais uma vez o efeito do eixo de rotação da roda na análise do escoamento na curva. Para uma melhor compreensão do fenómeno cria-se um plano imediatamente a montante da curva, que permite verificar que o escoamento aumenta a sua velocidade à medida que se aproxima do eixo de rotação, devido ao movimento que este induz no escoamento. Atendendo à Figura 4.21 (a) verifica-se que o valor da velocidade a montante da curva é muito baixo, o mesmo acontece com o valor limite da velocidade no eixo de simetria (Figura 4.25 (b)).

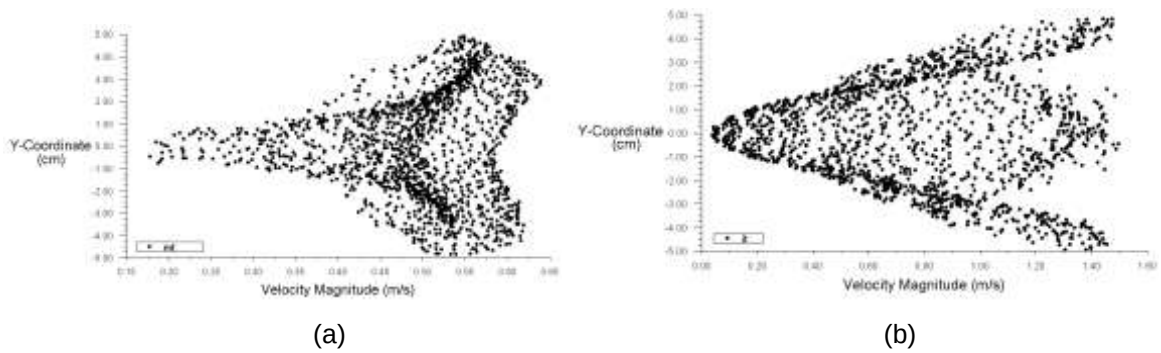


Figura 4.26 - Variação da velocidade do escoamento ao longo do diâmetro da conduta: (a) no plano definido por mt; (b) no plano definido por jt.

Comparando a Figura 4.25 (c) com a Figura 4.26 (a), o escoamento assume comportamento idêntico, notando-se, porém uma maior discrepância ao longo da simetria do eixo, bem como no valor

médio atingido pela velocidade do escoamento que é ligeiramente superior. Este facto é justificado pela rotação da hélice, que obriga o escoamento a descrever esse movimento e a projectar-se lateralmente.

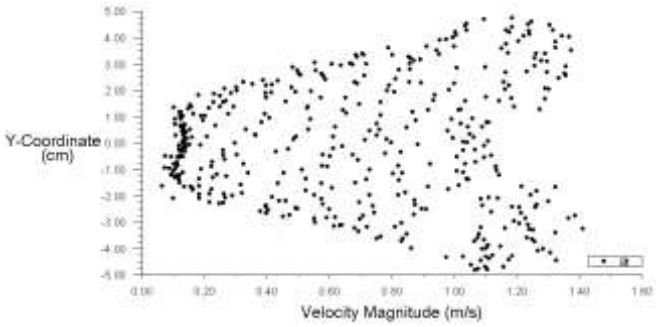


Figura 4.27 - Variação da velocidade do escoamento ao longo do diâmetro da conduta, no plano definido por jjt.

Observando a configuração descrita na Figura 4.26 (b) verifica-se que junto ao eixo o escoamento apresenta uma velocidade quase nula, propagando-se continuamente à medida que se afasta da rotação do eixo devido à zona de separação verificando a jusante do bolbo da turbina e ao abaixamento da pressão.

A Figura 4.27 mostra ainda algum efeito rotacional da hélice dispersando os valores de velocidade na secção a jusante da zona da turbina.

Na análise do comportamento desta turbina hélice verifica-se a necessidade de proceder a simulação das mesmas condições de funcionamento mas que o eixo da turbina transmita o binário com saída para uma curva colocada a jusante da mesma, conforme a Figura 4.28, para verificar qual a influencia da curva a montante da roda.

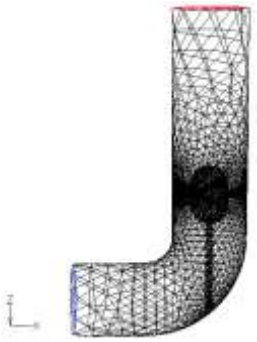
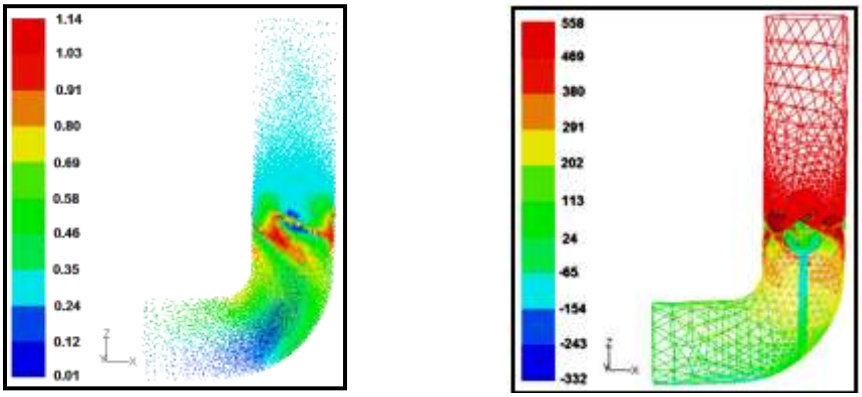


Figura 4.28 – Malha definida para a hélice com 4 pás de eixo e curva invertidos.

De acordo com a Figura 4.29 (a), a velocidade máxima atingida pelo escoamento é ligeiramente inferior à situação anterior (Figura 4.21 (a)), o que permite concluir que, para as mesmas condições, o caudal absorvido por esta instalação é ligeiramente menor. Analisando o comportamento dentro da turbina, o escoamento entra axialmente sobre as pás, alterando, posteriormente, a sua trajectória passando a ter um movimento rotacional. Tal como se pode ver, o

escoamento, após incidir nas pás da turbina, é projectado contra a parede da conduta separando-se de seguida no momento em que se aproxima da curva, aumentando a sua velocidade junto da singularidade crítica da curva, e diminuindo-a a montante desta. Este facto não acontece na situação anterior devido em grande parte à própria configuração da instalação que parece ser mais adequada.

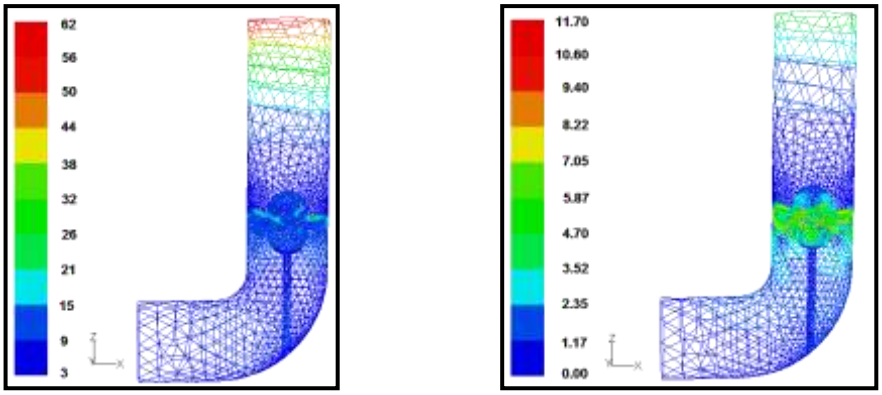


(a) Velocidade de escoamento (m/s) (b) Pressão total (Pa)

Figura 4.29 - Turbina hélice com 4 pás de eixo e curva invertidos: (a) vectores de velocidade; (b) variação da pressão total.

A Figura 4.29 (b) mostra claramente o comportamento do escoamento irrotacional a montante da hélice, onde a velocidade é mínima e a pressão é máxima. Assim que o escoamento atravessa a roda, a velocidade e a pressão assumem valores relativamente altos, devido ao movimento rotacional que faz com que a carga hidráulica deixe de ser constante. Comparando o comportamento do escoamento nesta configuração com a anterior, verifica-se que além do diferencial de pressão ser mais elevado, a pressão atinge valores negativos mais rapidamente, o que permite concluir que este caso está mais susceptível a fenómenos de separação e eventual cavitação.

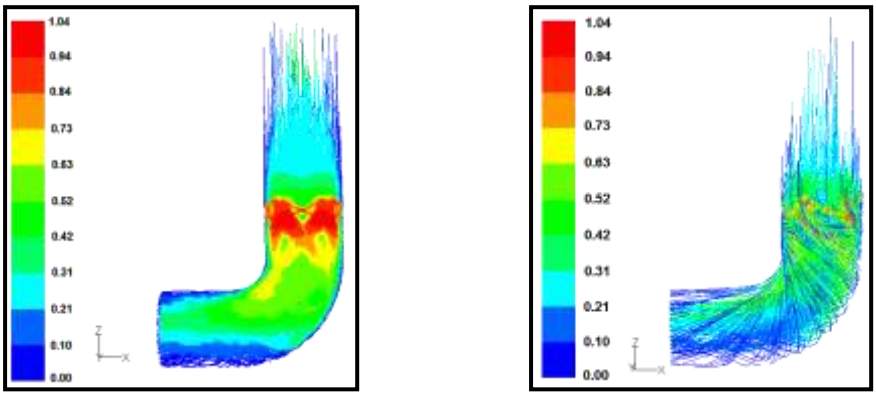
Relativamente à intensidade de turbulência (Figura 4.30), não há grande diferença entre esta disposição e a anterior. O mesmo se pode dizer sobre a tensão tangencial, que denota igualmente alguma resistência entre as pás e as paredes da conduta.



(a) Intensidade de turbulência (%) (b) Tensão tangencial (Pa)

Figura 4.30 - Turbina hélice com 4 pás de eixo e curva invertidos: (a) variação da intensidade turbulenta; (b) variação da tensão tangencial.

A partir da Figura 4.31 (a) e (b) e comparativamente com a Figura 4.23, visualiza-se o efeito do movimento rotacional provocado pela rotação das pás e do eixo e o efeito da curvatura com fenómenos de separação a jusante da curva.



(a) Linhas de corrente (m/s)

(b) Linhas de corrente ao longo da parede da conduta (m/s)

Figura 4.31 - Turbina hélice com 4 pás de eixo e curva invertidos: (a) trajectórias do escoamento; (b) vectores de velocidade na hélice.

Contudo na generalidade, os resultados das simulações evidenciam alguma semelhança de comportamento em relação à situação do eixo a montante da turbina com saída pela curva. Nesta conformidade, o estudo desenvolve-se com base na solução de curva a montante da turbina.

4.7. Hélice com evoluta a montante

4.7.1. Geometria

Com base em ensaios numa hélice com evoluta, desenvolvidos pelos investigadores SINGH e NESTMANN (2009), pretende-se proceder a comparações com a modelação matemática. Segundo os ângulos definidos para as pás, mencionados por este grupo de investigadores, começa-se por traçar junto ao eixo, e na periferia o respectivo desenvolvimento de cada pá, adoptando-se uma espessura de 1mm. Posteriormente representa-se a evoluta, de acordo com as dimensões especificadas neste caso de estudo, e recorre-se às operações booleanas para criar o volume ocupado pelo fluido, Figura 4.32.

Figura 4.32 – Geometria concebida no programa autocad para a hélice com evoluta.

A concepção deste modelo de turbina encontra-se descrita com maior detalhe no Anexo B1 - Figuras B1 e B2, onde se evidenciam os ângulos utilizados no dimensionamento da pá da hélice, as dimensões utilizadas, como base no caso de estudo apresentado em SINGH e NESTMANN (2009) e a forma de como se procede à concepção e preparação matemática computacional.

4.7.2. Malha de cálculo

Após criada a geometria desta turbina, utiliza-se o modelo GAMBIT onde se centra o referencial no eixo da hélice e se gera a malha nas faces da hélice, com um intervalo de uma unidade entre elementos. Com o recurso à função distribuição, explicada no Anexo B2, aplicada nas faces previamente "malhadas", torna-se possível desenvolver uma função associada ao volume de controlo, que permite automaticamente gerar uma malha, alterar a malha do volume, modificando apenas o valor dos parâmetros de propagação/definição da malha, sem que daí seja necessário apagar a malha do volume e proceder novamente ao mesmo processo. Preenchido o volume com a malha referida (Figura 4.33) procede-se à atribuição das condições de fronteira.

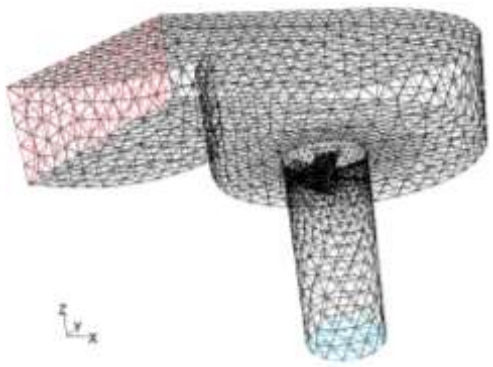


Figura 4.33 – Malha gerada, para a hélice com evoluta, no programa GAMBIT.

Tal como se observa na figura, as condições de fronteira correspondem à face localizada a montante da evoluta, (área indicada a vermelho), à face a jusante do difusor, (face indicada a azul), a todas as faces predominantes da hélice, classificadas como parede, e finalmente todas as restantes faces envolventes do volume de controlo, seleccionadas também como parede.

4.7.3. Resultados de simulação (CFD)

A partir do modelo de análise computacional da mecânica dos fluidos (CFD) utilizado neste estudo, analisa-se a interacção entre o escoamento e as condições de fronteira. Deste modo, para a turbina em causa, consideram-se como condições de modelação: uma pressão à entrada, um caudal de saída na fronteira de jusante, e uma velocidade de rotação associada à parede móvel da roda.

Criadas as condições para iniciar a simulação, procede-se ao processo iterativo impondo uma velocidade de rotação fixa, apresentando sempre o valor da pressão e do caudal. Após esta série de valores, altera-se a velocidade de rotação, de forma a obter uma série para cada valor de velocidade de rotação. Estes valores permitem assim abranger uma determinada gama, procurando o valor óptimo de rendimento. Pela análise do Gráfico 4.11 (obtido a partir dos valores da Tabela C 16 do

Anexo C4), para as dimensões desta máquina, obtém-se uma velocidade de rotação de 955 rpm (n_{sqt} = 112 rpm (m, m^3/s)), que conduz ao melhor rendimento de 98%. Em seguida, apresentam-se as configurações de velocidade, pressão, tensão tangencial e intensidade de turbulência, para um caudal seleccionado de 55 l/s e queda de 2,53 m.

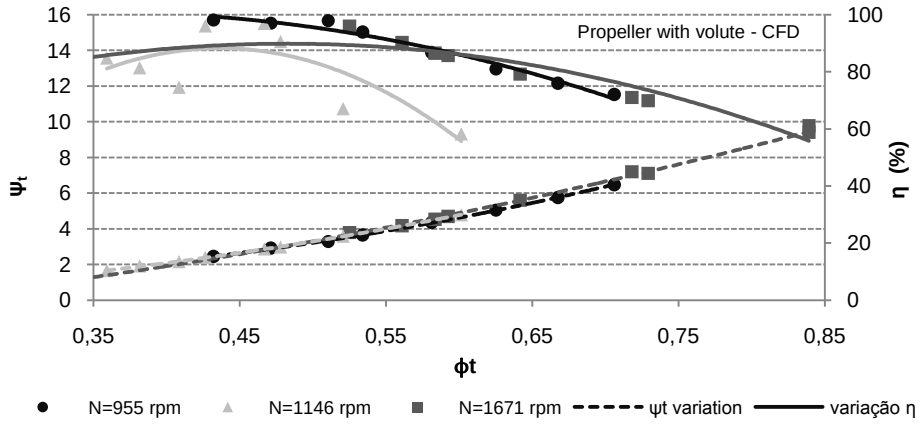
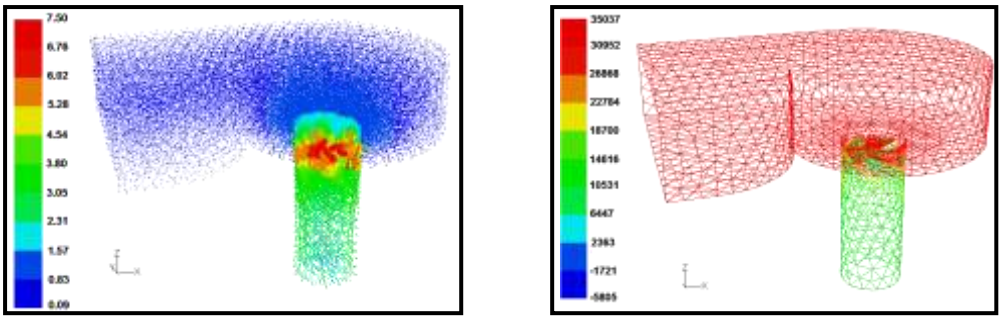


Gráfico 4.11 – Variação do coeficiente de caudal e do rendimento com o coeficiente de queda para diferentes velocidades de rotação da hélice com evoluta.

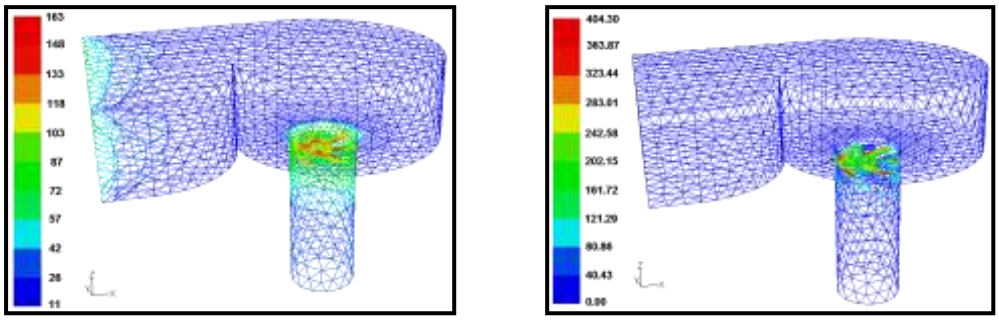
Na Figura 4.34 (a), observa-se o efeito da evoluta na velocidade do escoamento à entrada da roda, que é de baixo valor. Este resultado deve-se à configuração da evoluta, que sendo larga não transmite grandes alterações na circulação do fluido. Após a entrada na conduta, o escoamento aumenta ligeiramente a sua velocidade, e no instante em que incide sobre as pás a sua velocidade assume os valores máximos, devido à rotação imposta na hélice que obriga o escoamento ter um comportamento rotacional.



(a) Velocidade do escoamento (m/s) (b) Pressão total (Pa)

Figura 4.34 – Turbina hélice com evoluta: (a) vectores de velocidade; (b) variação da pressão total.

Na Figura 4.34 (b), a pressão é máxima quando a velocidade é mínima, devido ao movimento irrotacional de montante. Assim que o escoamento atravessa a roda da hélice, a pressão mantém os mesmos valores elevados assim como as velocidades de escoamento, ou seja, a pressão e a velocidade são elevadas. Em seguida, o escoamento abandona a hélice em movimento rotacional, com pressão e velocidade inferiores ao valor máximo atingido.



(a) Intensidade de turbulência (Pa). (b) Tensão tangêncial (Pa)

Figura 4.35 – Turbina hélice com evoluta: (a) variação da intensidade de turbulência; (b) variação da tensão tangencial.

A partir da variação da intensidade de turbulência, presente na Figura 4.35 (a), verifica-se onde existe maior perturbação no escoamento, que ganha maior ênfase nas pás da hélice. Esta distinção de valores resulta da contribuição da rotação da hélice no escoamento, provocando alterações no campo de velocidades em direcção e sentido. Na Figura 4.35 (b), localiza-se a zona onde ocorre maior resistência no escoamento, que coincide com a localização da roda. Esta resistência é causada pelo movimento da roda e a proximidade das pás com a fronteira exterior, que provoca atrito significativo durante a circulação do fluido por essa região.

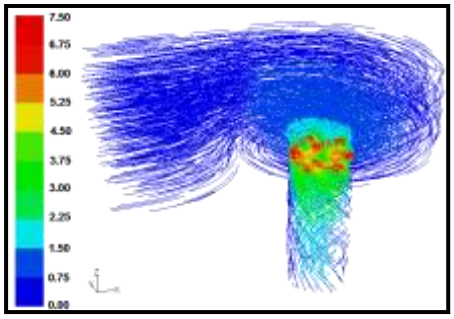


Figura 4.36 – Variação das linhas de corrente (m/s) na turbina hélice com evoluta.

A Figura 4.36 demonstra de forma mais detalhada o efeito que a evoluta e a roda transmitem ao escoamento. Aqui evidencia-se melhor a transição do movimento axial, a montante da roda, para o movimento radial com circulação rotativa, a jusante da turbina.

Definidos planos na estrutura conforme apresentado na Figura 4.37, para uma melhor análise das variações de velocidade e sua alteração em função das características em cada secção, é possível concluir na Figura 4.34 (a), que a velocidade do escoamento aumenta à medida que este se aproxima da zona de passagem do escoamento pela roda, não só devido à variação da secção como devido ao efeito associado à rotação da hélice. Tal como se observa na Figura 4.34 (a), os vectores de velocidade à entrada da evoluta encontram-se numa gama muito baixa, devido à secção transversal ser elevada.

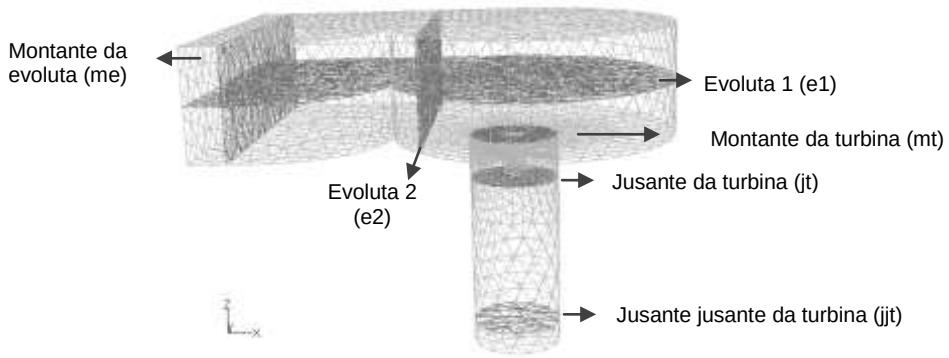
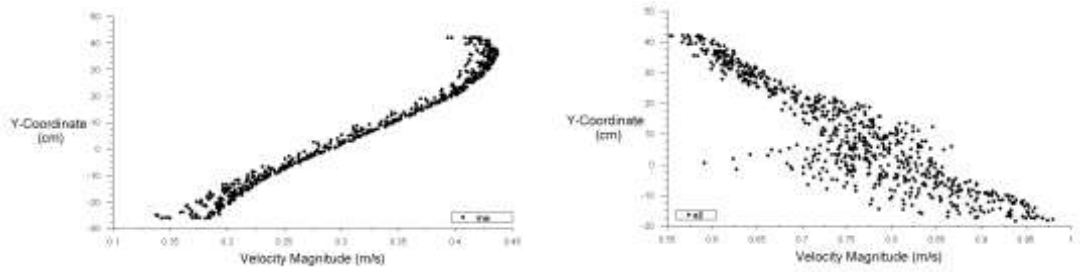


Figura 4.37 - Planos para medição das velocidades instantâneas na hélice com evoluta.

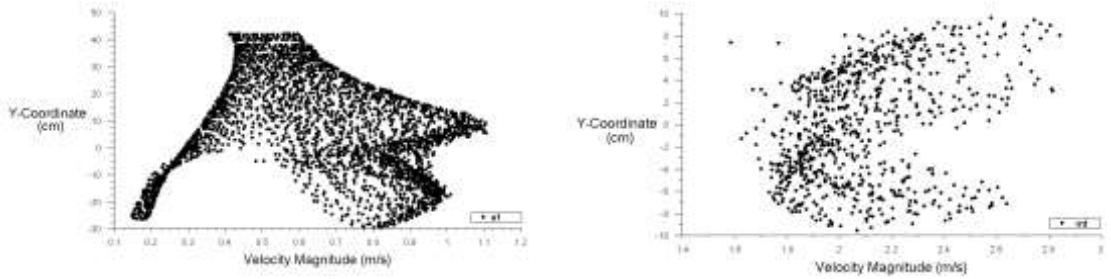
Como tal, a partir da Figura 4.38 (a), essa distinção é conseguida, visualizando-se o desenvolvimento do fluido na secção imediatamente antes da entrada para a espiral. A partir da Figura 4.38 (b) o escoamento entra na espiral com uma velocidade um pouco mais uniforme, aumentando radicalmente através da influência do movimento rotacional induzido pela turbina.



(a) (b)

Figura 4.38 - Variação da velocidade do escoamento na turbina hélice com evoluta: (a) no plano definido por (me); (b) no plano definido por (e2).

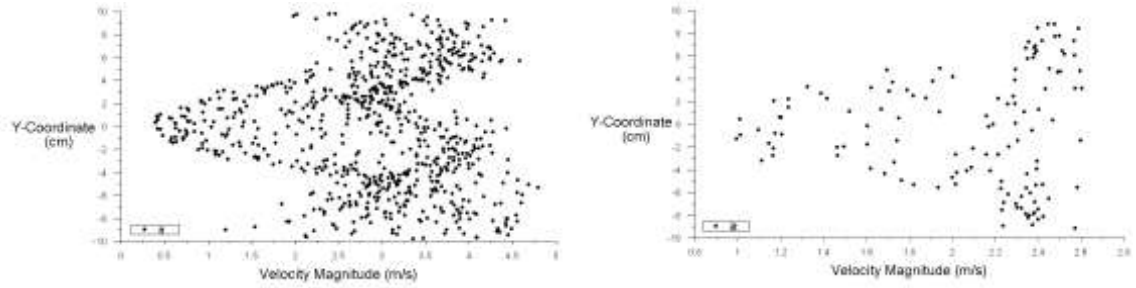
Na Figura 4.39 (a) verifica-se o efeito que a configuração da evoluta transmite ao escoamento, que obriga o escoamento a acompanhar a geometria da evoluta, levando-o a aumentar de velocidade assim que entra em contacto com a conduta onde está instalada a hélice. De facto, há uma grande concentração de velocidades da ordem de 0,85 m/s, que permite evidenciar o efeito de vorticidade existente a montante da hélice. Imediatamente a montante da turbina, o escoamento torna-se rotacional devido à evoluta e configuração das pás desta turbina que levam à dispersão e uniformização do escoamento, tal como se pode observar na Figura 4.39 (b).



(a) (b)

Figura 4.39 - Variação da velocidade do escoamento na turbina hélice com evoluta: (a) no plano definido por (e1); (b) no plano definido por (mt).

Assim que o escoamento incide sobre as pás, este aumenta a sua velocidade à medida que se distancia do veio, devido não só à força tangencial de rotação da hélice como ao efeito de força centrífuga, que projecta o fluido contra a parede da conduta (Figura 4.40 (a)). No entanto, junto ao eixo a velocidade diminui consideravelmente, bem como a pressão (Figura 4.34 (b)), devido à zona de separação induzida pelo bolbo interior da roda, que tende a aparecer.



(a) (b)

Figura 4.40 - Variação da velocidade do escoamento na hélice com evoluta: (a) no plano definido por (jt); (b) no plano definido por (jjt).

No plano jjt, defino na Figura 4.40 (b), nota-se um pouco o efeito da roda com tendência a estabilizar para o movimento axial na zona de possível restituição.

4.8. Bomba a funcionar como turbina (PAT)

4.8.1. Geometria

Na definição da geometria toma-se em consideração uma PAT já testada em laboratório e que exigiu uma representação mais fidedigna na transposição para o autocad, em formato *acis* (ver Anexo B1, Figura B 4). Para esta bomba é necessário criar três sólidos independentes entre si: evoluta, a roda ou bomba, e conduta difusora. A concepção da evoluta, contrariamente à evoluta da hélice, pressupõe um traçado refinado com o objectivo de reduzir efeitos instáveis durante a simulação. Neste contexto, concebe-se essa nova evoluta, por adequar-se à roda que se pretende testar. Nesta pretende-se que o topo coincida com a parte superior da roda, obrigando a que o escoamento entre de forma diagonal pela roda, saindo axialmente pela conduta difusora. Este procedimento permite concluir que este tipo de ajuste da evoluta à roda conduz a resultados de eficiência bastante mais satisfatórios, proporcionando a comparação com os resultados experimentais desenvolvidos.

Recorrendo às operações booleanas, uniu-se a evoluta com a conduta difusora e retira-se o volume ocupado pela bomba, por forma a perfazer todo o espaço ocupado pelo escoamento. Uma melhor explicação sobre a criação desta geometria encontra-se descrita no Anexo B1. Exportando esta geometria para o modelo de malha GAMBIT, procede-se à definição das condições de fronteira, ao tipo de domínio, que tal como nas outras turbinas corresponde à geração da malha.

4.8.2. Definição da malha de cálculo

A malha gerada para esta máquina pressupõe inicialmente, uma criação da malha nas faces da roda seguida por uma função de distribuição (Anexo B2). O valor do intervalo adoptado nas faces e na função distribuição, aplicada ao volume da estrutura, diferem bastante dos valores aplicados às outras turbinas, uma vez que a complexidade do desenho obriga a uma malha mais refinada junto à roda. A partir desta função cria-se a malha no volume definido, mais refinada junto às pás, devido à sua fina espessura, propagando-se para os restantes espaços envolventes da turbina até completar toda a sua configuração e restante espaço (Figura 4.41).

Figura 4.41 – Malha definida no programa GAMBIT.

Finalizado este volume, procede-se à definição das condições de fronteira e do tipo de domínio. No que diz respeito às condições de fronteira, a montante da evoluta (indicada a vermelho na Figura 4.41), de jusante da conduta difusora de saída (indicada a azul na mesma figura), as superfícies sólidas todas as faces da bomba bem como todas as restantes faces envolventes do volume total. Esta separação da fronteira da roda, permite que no modelo FLUENT seja possível implementar, sem que todo o volume seja influenciado, uma rotação apenas na bomba.

4.8.3. Resultados de simulação (CFD)

Com base num modelo avançado CFD-3D, como ferramenta de investigação computacional na análise, desenvolve-se a análise do comportamento de uma bomba a funcionar como turbina (PAT – pump as turbine). Este modelo sendo a mais recente tendência seguida pela maioria das indústrias de turbomáquinas como uma ferramenta alternativa na obtenção de resultados sobre o comportamento do escoamento nas turbinas, é possível obter informações que nem sempre são viáveis por via experimental. Sendo o escoamento à saída de uma PAT diagonal bastante complexo, o objectivo da simulação vem proporcionar a obtenção de resultados compatíveis com ensaios experimentais. De facto, a turbulência das flutuações do fluxo no domínio do tempo e do espaço pode ter um efeito significativo sobre as características da turbomáquina. Deste modo, os modelos de turbulência são utilizados para prever alguns efeitos no seio do escoamento sem, contudo, conseguir resolver todos os efeitos a pequenas escalas associadas às flutuações turbulentas ou a atritos mecânicos ou fugas (entre a roda e invólucro exterior) que se venham a verificar na realidade. O modelo de turbulência utilizado corresponde ao modelo k-ε, que é considerado robusto pela precisão dos resultados obtidos.

Tendo como objectivo obter soluções adequadas, todo o trabalho tem que ser desenvolvido com base numa malha de boa qualidade para conseguir modelar efeitos não convencionais como a turbulência em determinadas zonas da roda. Após a geração da malha e da aplicação ao modelo geométrico, a simulação hidrodinâmica (Tabela C 20, Anexo C5) permite identificar o ponto óptimo de funcionamento da PAT que corresponde a uma velocidade de rotação de 100 rad/s, ou de 955 rpm (n_{sqt} = 32 rpm (m, m^3/s)), um caudal turbinado de 0,044 m^3/s, e uma queda cerca de 11,4 m. Para estes dados obtêm-se representações de velocidade, pressão, turbulência, tensão tangencial e linhas de corrente. No Gráfico 4.12 representam-se as curvas características expressas em termos de coeficiente de queda e variação do rendimento em termos do coeficiente de caudal para três valores de velocidade de rotação (N=800, 1000 e 1500 rpm).Os rendimentos obtidos para esta gama de velocidades de rotação são superiores a 40% com máximos muito promissores em termos de possível aplicação real.

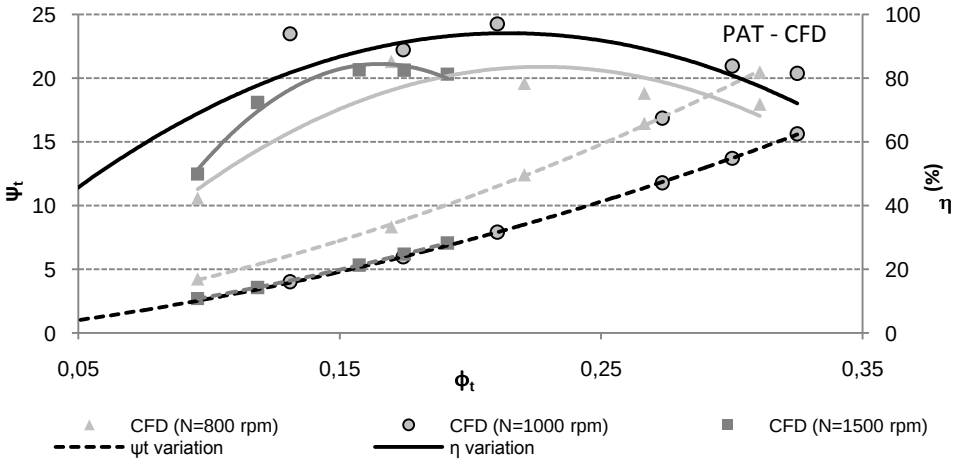


Gráfico 4.12 – Evolução da eficiência e do coeficiente de queda com o coeficiente de caudal.

Nas Figuras 4.42 e 4.43 visualiza-se a evolução do diagrama de pressões e dos vectores de velocidade ao longo da PAT. De acordo com os valores obtidos é possível identificar zonas críticas que vão influenciar as perdas de eficiência para determinadas condições de funcionamento.

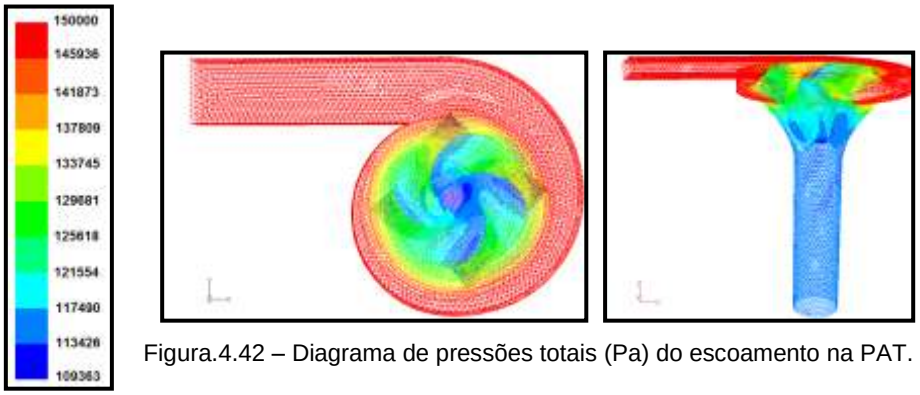


Figura.4.42 – Diagrama de pressões totais (Pa) do escoamento na PAT.

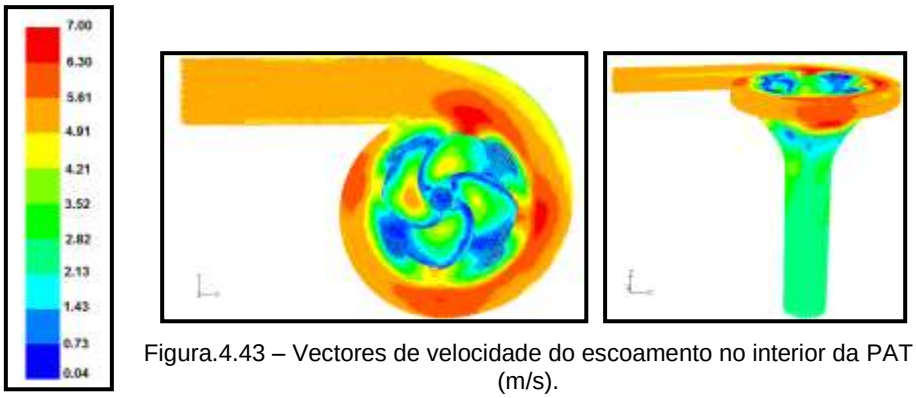


Figura.4.43 – Vectores de velocidade do escoamento no interior da PAT (m/s).

Analisando os gráficos da Figura.4.44, os vectores de velocidade assumem valores mais elevados junto à periferia das pás, uma vez que o escoamento ao entrar na evoluta incide diagonalmente sobre as pás, alterando o sentido do seu deslocamento à medida que acompanha o movimento da roda, saindo da roda axialmente. Devido à força centrífuga da rotação da roda, esta induz efeitos de concentração dos vectores de velocidade em zonas de periferia, situação que se observa no valor dos vectores de velocidade na evoluta, nas Figuras 4.43 e 4.44.

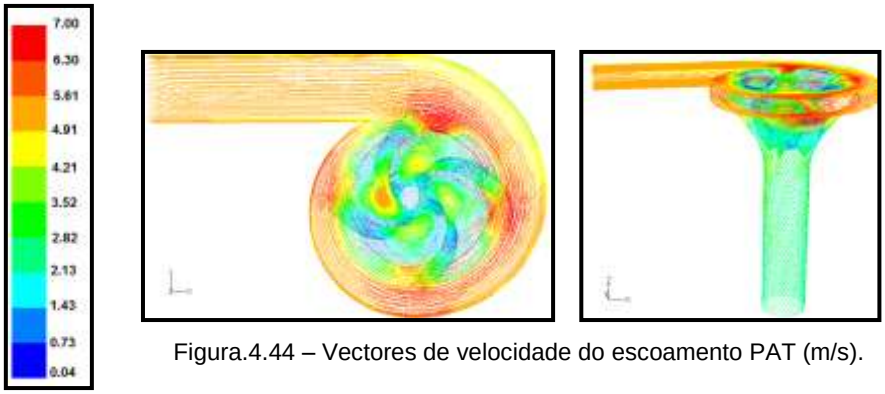


Figura.4.44 – Vectores de velocidade do escoamento PAT (m/s).

A Figura.4.45 mostra o desenvolvimento da turbulência nas zonas críticas da PAT. Verifica-se que junto às pás essa incidência é mais acentuada, devido à rotação da roda e na evoluta na zona de distribuição de escoamento para a roda.

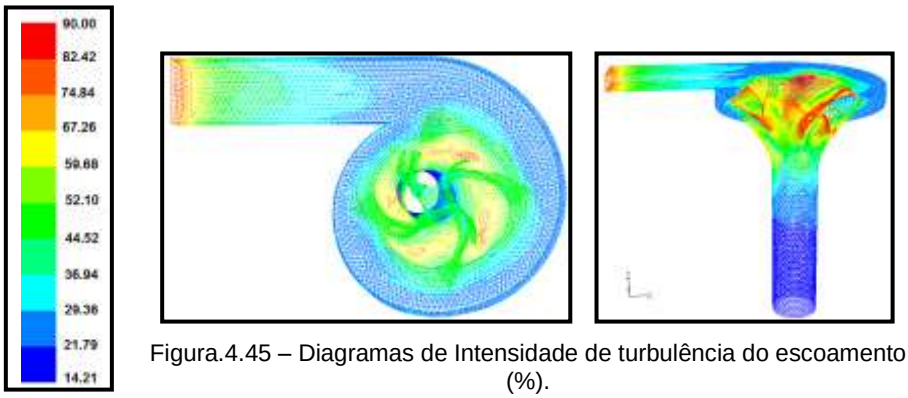


Figura.4.45 – Diagramas de Intensidade de turbulência do escoamento (%).

Na Figura 4.46, identificam-se as áreas críticas onde a tensão tangencial assume valores mais significativos e que correspondem sobretudo à zona da roda.

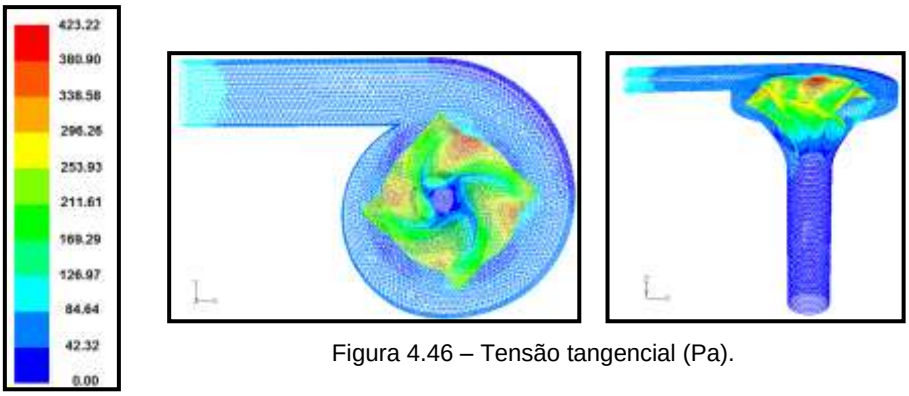


Figura 4.46 – Tensão tangencial (Pa).

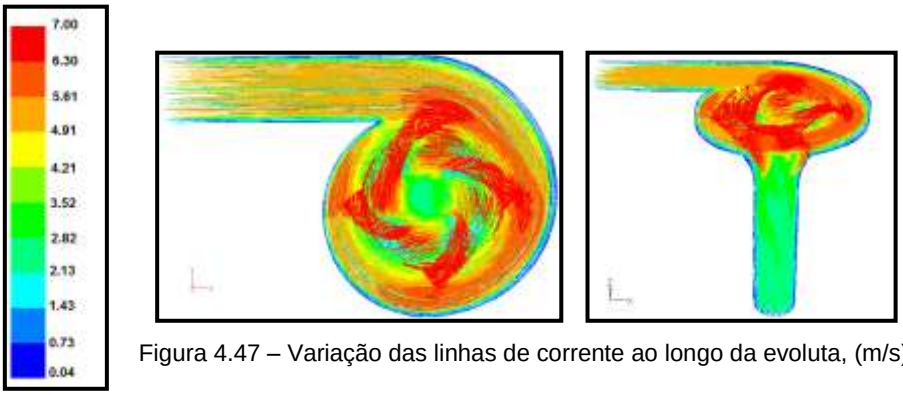


Figura 4.47 – Variação das linhas de corrente ao longo da evoluta, (m/s).

A Figura 4.47 permite visualizar as linhas de corrente ao longo do percurso onde se identificam as zonas onde o vector velocidade que lhe é tangente assume maior significado e que se concentra fundamentalmente na zona da roda.

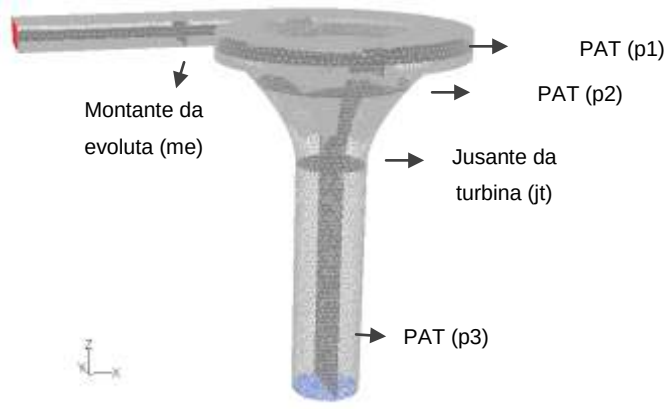
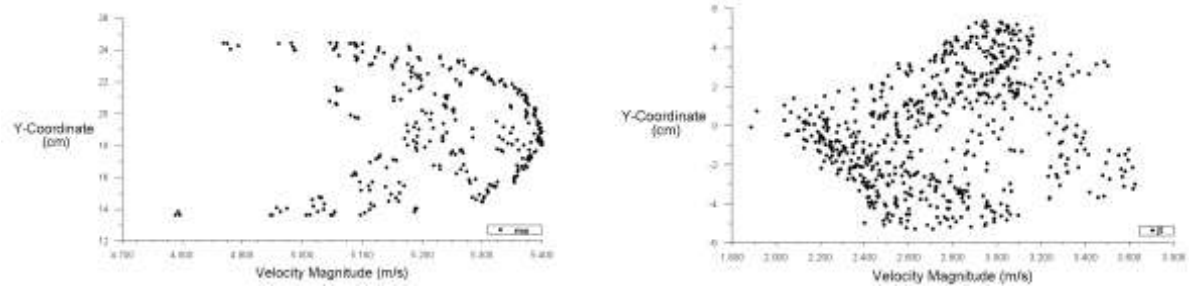


Figura 4.48 – Planos definidos para medição das velocidades instantâneas na PAT.

Para uma análise mais detalhada da variação da velocidade nas diferentes secções do escoamento na PAT criam-se planos de seccionamento (Figura 4.48) com o intuito de analisar zonas onde a previsão do comportamento do fluido apresente alguma complexidade. Deste modo, consideram-se cinco superfícies definidas da seguinte forma: a montante da evoluta (me), a jusante

da turbina (jt), a meia altura da evoluta (p1), a meia da roda (p2) e a todo o comprimento do difusor até à evoluta (p3).

A partir destes planos obtêm-se os gráficos da velocidade ao longo da PAT segundo a direcção y (definido na Figura 4.48) que mostram na Figura 4.49 a distribuição de velocidade a montante da evoluta e a jusante da roda.

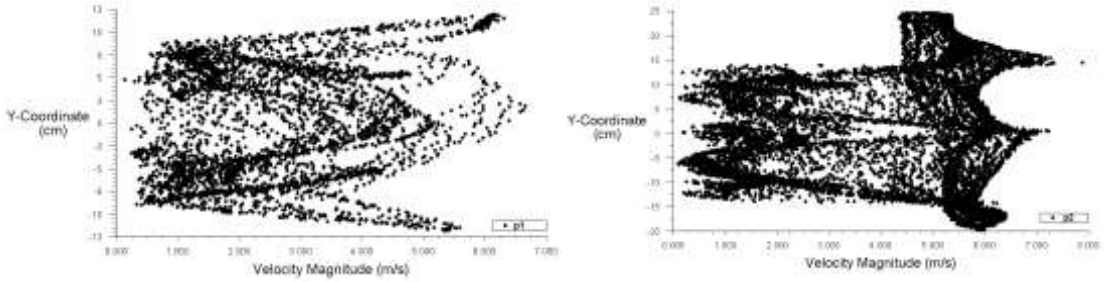


(a) (b)

Figura 4.49 – Variação da velocidade na PAT: (a) no plano me; (b) no plano jt.

No que diz respeito à Figura 4.49 (b), a dispersão de velocidade é devida à própria rotação da roda conduzindo a valores de velocidade média inferiores devido ao aumento de turbulência associada.

Na Figura 4.50 (a) e (b), é possível observar o comportamento do fluido devido ao movimento rotacional na zona da roda.



(a) (b)

Figura 4.50 – Variação da velocidade na PAT: (a) no plano p2; (b) no plano p1.

Na Figura 4.51 (plano segundo a vertical), observa-se o efeito induzido pela rotação da roda e nos menores valores de velocidade do escoamento, que corresponde ao difusor, denota-se a vorticidade que ocorre nessa zona.

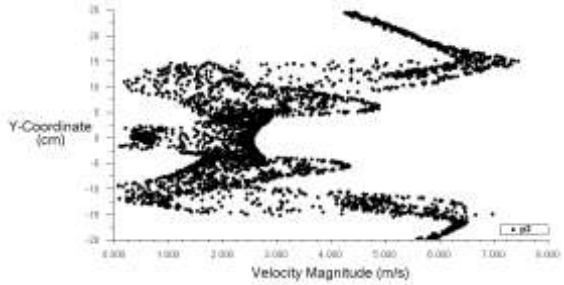


Figura 4.51 – Variação da velocidade na PAT no plano p3.

5. Modelação física

5.1. Turbina de deslocamento positivo (PD)

Na Figura 5.1 mostra-se o esquema da instalação para análise do comportamento da turbina de deslocamento positivo (PD) em laboratório. A instalação apresenta alguma complexidade no que diz respeito à derivação para a turbina, uma vez que este dispositivo é construído por duas entradas e duas saídas exigindo o estudo detalhado da melhor configuração para evitar perdas de carga excessivas. De forma a compreender melhor o funcionamento deste dispositivo, identificam-se os percursos do escoamento na entrada e na saída da turbina (Figura 5.1 – com pormenor).

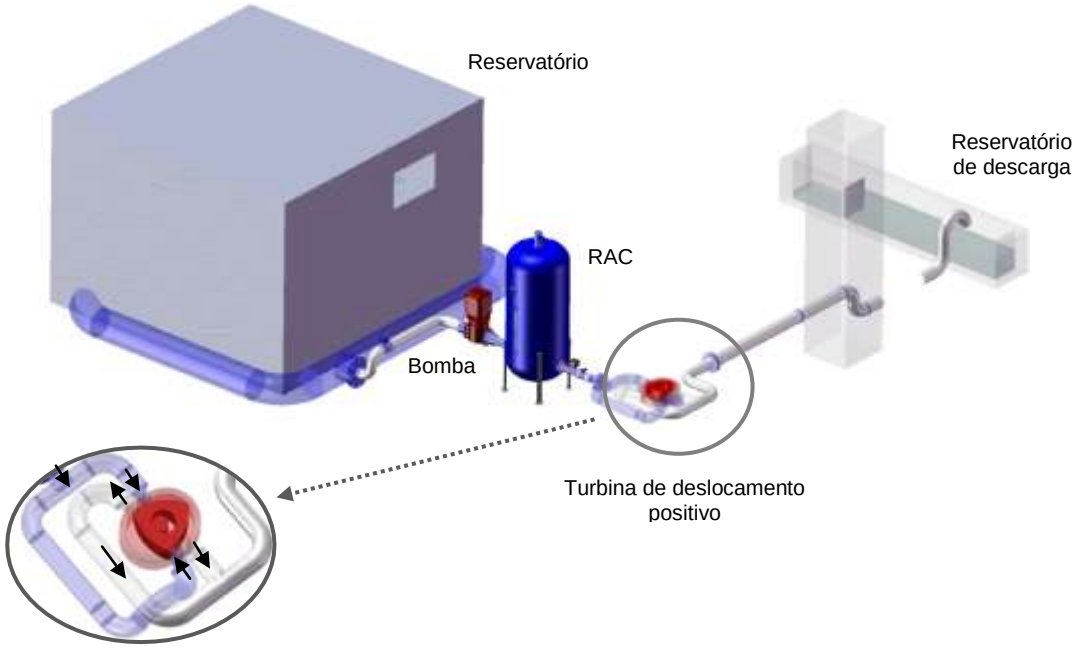


Figura 5.1 – Esquema da instalação da turbina de deslocamento positivo (em curso).

A instalação compreende um reservatório a montante de onde é aspirado o escoamento para o circuito através de uma bomba seguindo-se um reservatório com ar comprimido, para estabilizar a pressão à saída da bomba. Segue-se a turbina a testar e a descarga para um caudal munido de um descarregador Bazin para medição do caudal turbinado.

5.2. Hélice tubular

5.2.1. Breve descrição da instalação

A Figura.5.2 mostra a instalação a utilizar na análise das turbinas hélice inseridas numa conduta de 100 mm com curva a montante onde o eixo transmite o binário ao gerador. Esta instalação corresponde a um circuito fechado, constituído por uma bomba, um RAC (reservatório com ar comprimido), um medidor de caudal electromagnético e um reservatório a jusante com superfície

livre e munido de um descarregador triangular a (90º). Com a válvula totalmente aberta o caudal máximo detido nesta instalação é de 5,2 l/s. Verifica-se experimentalmente um comportamento isotrópico do escoamento a montante da hélice e anisotrópico a jusante da roda, devido à rotação e separação da camada limite que se verifica a jusante do bolbo da roda.

O escoamento incide axialmente nas pás da hélice obrigando-a a rodar e ao seu veio. A velocidade de rotação obviamente depende do caudal turbinado e da queda útil, contudo além dos ensaios efectuados para diferentes velocidades de rotação, pretende-se testar situações para valores fixos de velocidade de rotação, em que em ambos os casos se medem o caudal, a queda, a velocidade de rotação e o binário no veio.

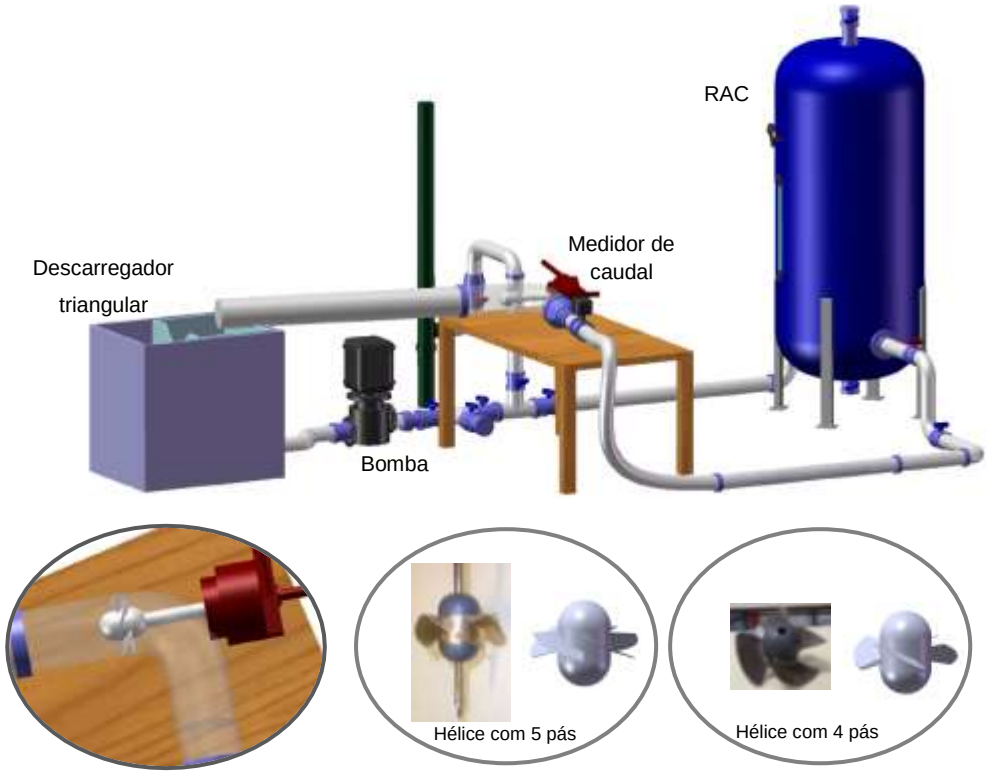


Figura.5.2 – Instalação da turbina hélice tubular.

No desenvolvimento deste trabalho, construíram-se duas hélices para instalar em conduta conforme a Figura.5.2. Na selecção dessas rodas consideram-se variações dos ângulos das pás.

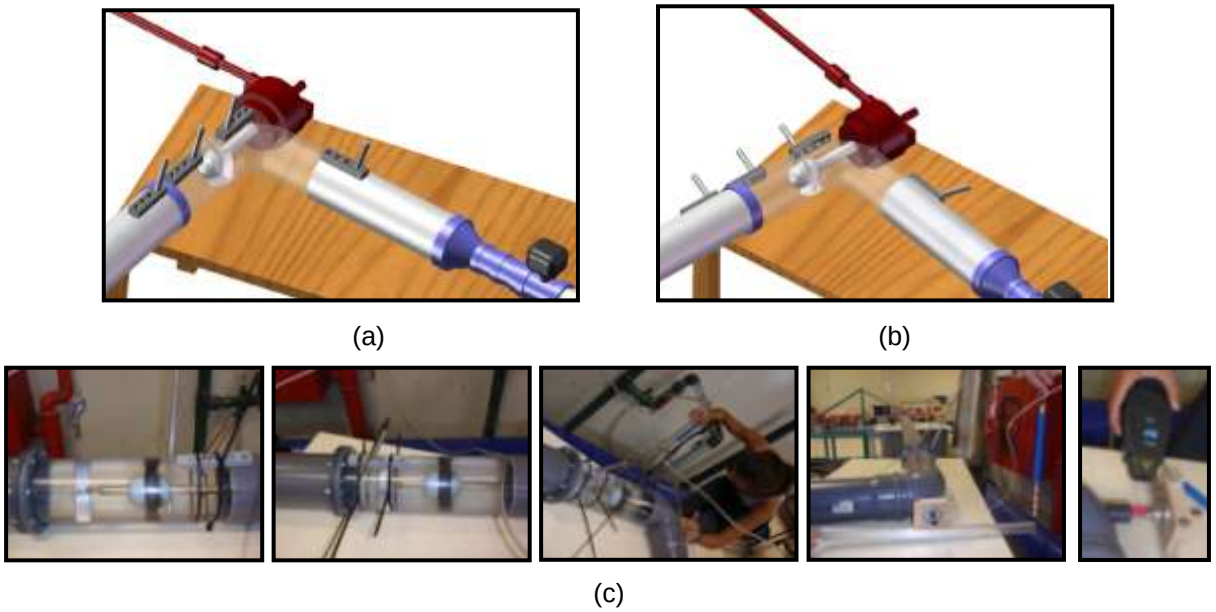
5.2.2. Ensaios laboratoriais na hélice tubular

De acordo com a instalação construída para o efeito procede-se à realização dos ensaios mediante a regulação da válvula imediatamente a seguir ao RAC, medindo-se várias velocidades de rotação para diferentes valores de caudal, medidos no Tacómetro HIBOK-24, e de queda, que são lidos em piezómetros situados a montante e a jusante da turbina, em zonas não perturbadas pelo escoamento. Estas medições são posteriormente comparadas com as simulações efectuadas pelo modelo CFD-3D.

Após uma análise detalhada dos resultados dos ensaios, observa-se o comportamento do escoamento ao longo da curva e da roda em termos do desenvolvimento de efeitos dinâmicos com

possível ligação à perda de eficiência e alteração do perfil de velocidade. Utilizando um medidor Doppler ultra sónico, série 3000, na zona da turbina, obtém-se o perfil de velocidades ao longo do sistema. Com o provete colocado com a inclinação vertical de 25º. Com este sistema analisam-se os efeitos dissipativos a montante da curva, a montante da turbina e a jusante da mesma e a jusante da zona da turbina. Este equipamento permite avaliar o comportamento do escoamento em situações dinâmicas e de regime permanente em tempo real.

De acordo com a Figura 5.3, identificam-se os planos de posicionamento do Doppler (posição vertical e horizontal), assim como a zona da turbina desenvolvida em laboratório.



(a) (b)

(c)

Figura 5.3 – Esquema e fotos da Instalação: (a) provete vertical; (b) provete horizontal; (c) pormenores da instalação.

Para cada uma das duas posições no provete obtêm-se as medições adquiridas pelo Doppler, para o caudal de 5,2 l/s e para a velocidade de rotação de 395 rpm (n_{sqt} = 160 rpm (m, m^3/s)), permitindo analisar as perturbações no escoamento. Os Gráficos 5.1 a 5.5 mostram o perfil de velocidades entre a secção a montante da curva até à zona a jusante da turbina.

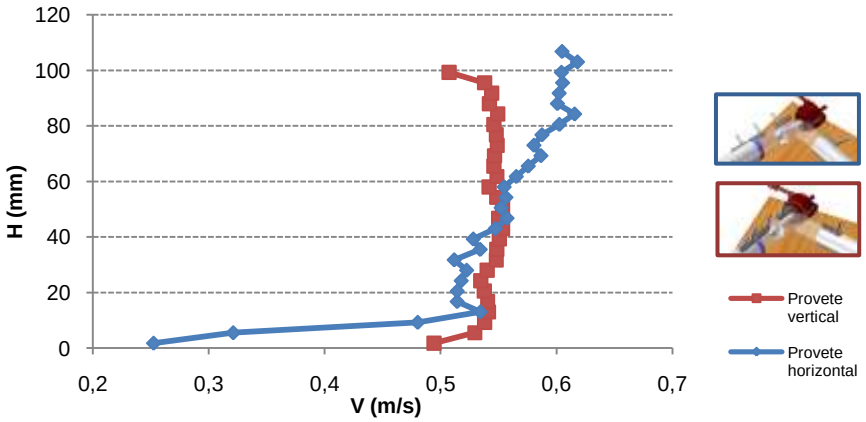


Gráfico 5.1 – Perfil de velocidade a montante da curva para as duas posições do provete.

Antes de qualquer análise é importante atender a que, em escoamentos permanentes, a segunda derivada $\partial^2 v/\partial x_2^2$, muda de sinal dentro da camada limite, tornando o escoamento retardado, e portanto, a curvatura do perfil de velocidades muda de sentido, ou seja, existe um ponto de inflexão nesse perfil que, neste caso, coincide com o desenvolvimento da camada limite influenciada pelo eixo de rotação. As partículas de fluido no seu movimento retardado na camada limite nem sempre permanecem na imediata vizinhança da parede. Em certos casos, a espessura da camada limite vai aumentando substancialmente para jusante, passando o escoamento a verificar-se, junto da fronteira, em sentido contrário, o que provoca o deslocamento das partículas de fluido no sentido exterior, destacando-se a camada limite da parede (fenómeno de separação).

Deste modo, à medida que o escoamento se afasta da parede, Gráfico 5.1 a 5.5, velocidade aumenta consideravelmente, mantendo-se praticamente constante. Esta representação gráfica permite concluir que o escoamento apresenta um comportamento turbulento, com valor médio da velocidade da ordem de v=0,55 m/s, com um número de Reynolds de Re=66200 e um número de Froude de Fr=5. Este comportamento deve-se ao efeito de atrito que provoca resistência ao escoamento, diminuindo assim a sua velocidade junto da parede. Da análise dos ensaios verifica-se que o provete horizontal mostra uma anisotropia no perfil de velocidades. Esta variação deve-se ao efeito de curvatura verificada nessa zona.

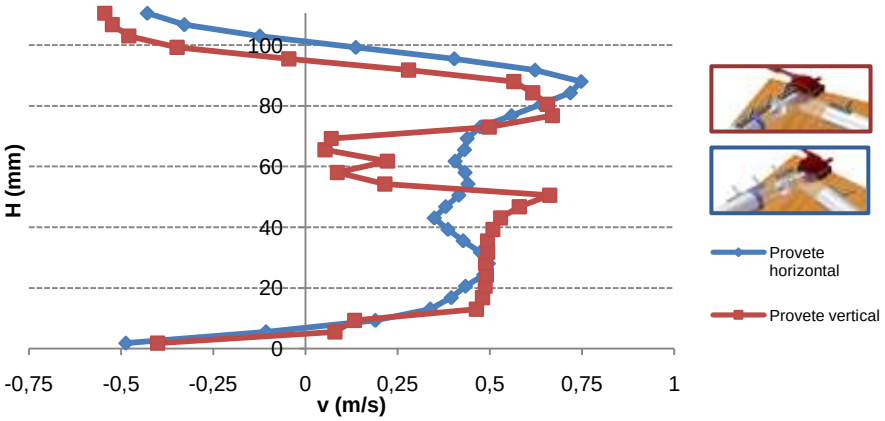


Gráfico 5.2 - Perfil de velocidade na curva para as duas posições do provete.

No Gráfico 5.2, no provete horizontal (marca losango) verifica-se que no perfil de velocidades do escoamento, no ponto de inflexão a meia da altura, a velocidade reduz-se devido ao efeito de separação provocado pelo eixo de rotação, conforme a Figura 5.4.

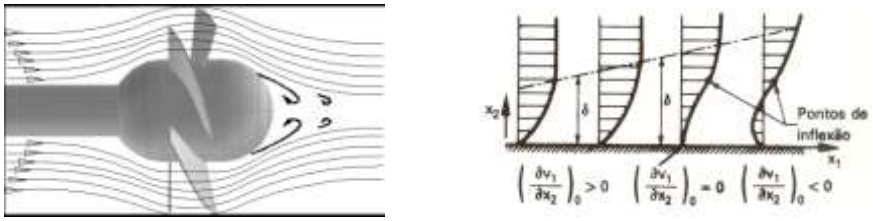


Figura 5.4 – Separação da camada limite e perfis de velocidades (adaptado de NOVAIS-BARBOSA, 1985).

Na Figura 5.4, representam-se vários perfis de velocidade existentes na camada limite, em que na segunda figura, os dois perfis da esquerda representam o comportamento do escoamento nas secções a montante dos pontos de separação, o terceiro, a secção em que se situam os dois pontos de separação e o quarto, uma secção a jusante.

De acordo com os perfis obtidos verifica-se, de forma mais notória, o efeito de rotação do eixo a meia altura traduzida pelas medições do provete vertical no entanto, ambos traduzem a inversão do escoamento verificado junto das paredes da conduta.

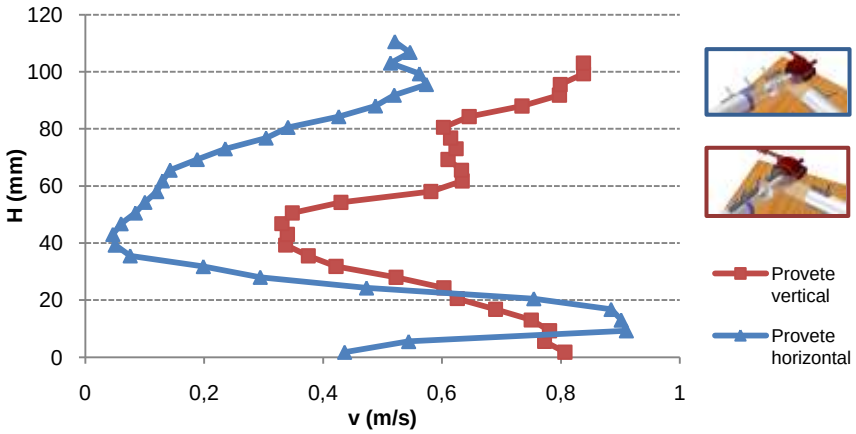


Gráfico 5.3 - Perfil de velocidade a montante da roda para as duas posições do provete.

Após a passagem do escoamento pela curva, o fluido incide na roda com uma velocidade que difere de posição em relação ao eixo, com um diferencial de velocidade significativo entre a periferia e o eixo (Gráfico 5.3). Verifica-se que praticamente a meio da conduta, o perfil de velocidades torna-se quase simétrico, denotando-se o efeito de desaceleração do escoamento no veio. Este perfil mostra anisotropia do escoamento a montante da roda.

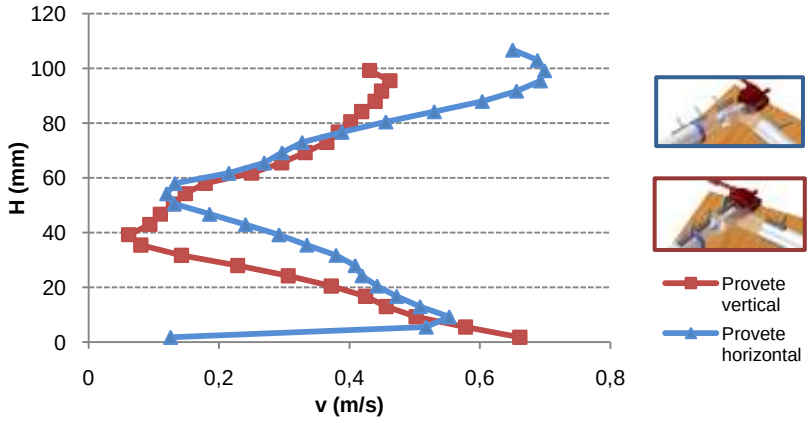


Gráfico 5.4 - Perfil de velocidade a jusante da roda para as duas posições do provete.

Tendo em conta a resposta a montante da turbina, identifica-se a jusante da mesma uma certa semelhança mas agora devido à separação do escoamento que se verifica a jusante do bolbo

da roda Gráfico 5.4. À medida que o escoamento abandona a roda, o efeito de separação começa a dissipar-se na conduta difusora a caminho da restituição (Gráfico 5.5).

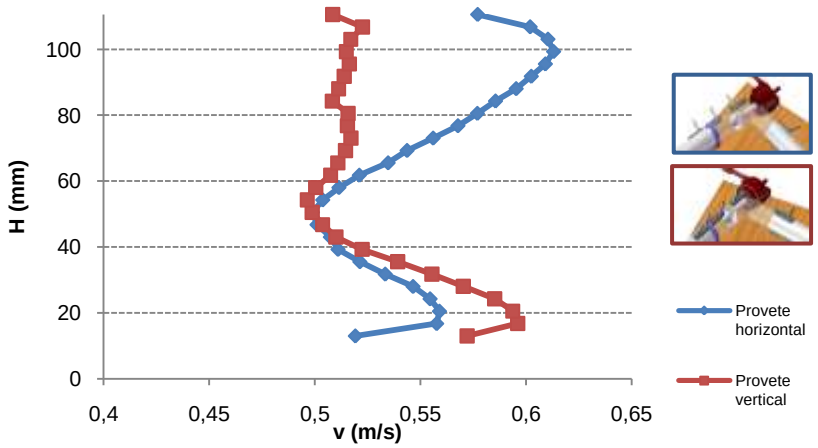


Gráfico 5.5 - Perfil de velocidade a jusante da zona da turbina para as duas posições do provete.

No âmbito da análise experimental procede-se à aquisição de diferentes valores de caudal para uma vasta gama de velocidades de rotação, de modo a obter graficamente as curvas características desta turbina sob determinadas condições operacionais, em regime permanente. Devido aos limites operacionais do próprio laboratório, os valores de velocidade de rotação e de caudal são condicionados. No Anexo C3 encontra-se a Tabela C 12, referente a todos os valores adquiridos experimentalmente, e os gráficos que permitem chegar ao ponto óptimo de funcionamento da turbina. O ponto óptimo obtido em laboratório diz respeito a uma velocidade de rotação de 200 rpm (n_{sqt} = 84 rpm (m, m^3/s)), conforme se observa no Gráfico 5.6 a partir das curvas características adimensionalizadas com base no coeficiente de queda e rendimento em função do coeficiente de caudal.

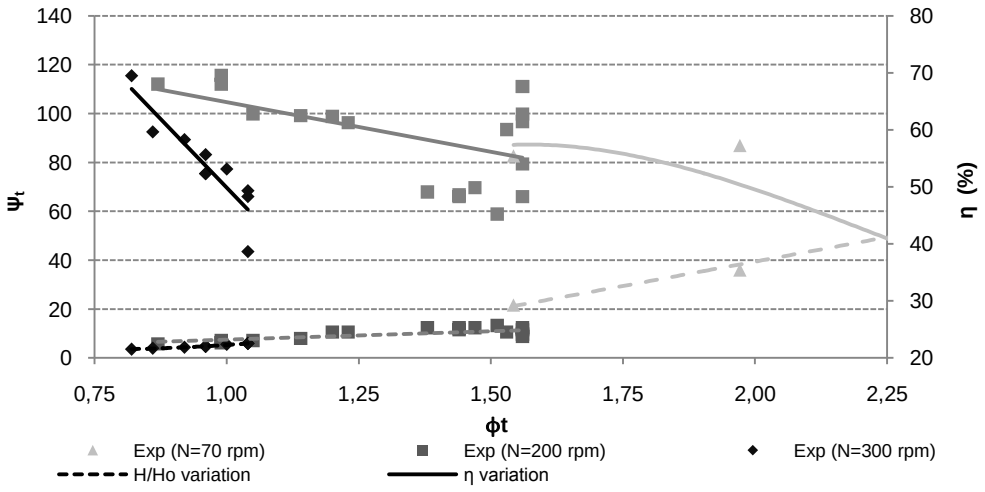


Gráfico 5.6 – Curvas características da hélice tubular com 4 pás para diferentes velocidades de rotação.

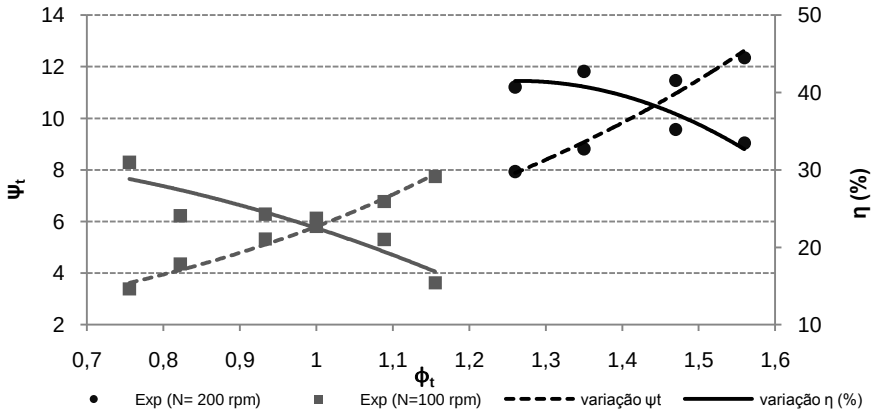


Gráfico 5.7 - Curvas características da hélice tubular com 5 pás para diferentes velocidades de rotação.

Observando o desempenho das turbinas tubulares de quatro e cinco pás, Gráficos 5.6 e 5.7, respectivamente, é possível concluir que os resultados experimentais mostram valores de rendimento inferiores a 70% para a de quatro pás e inferiores a 50% para de cinco pás. Da análise efectuada relativamente à hélice tubular com cinco pás, verifica-se que em condições de laboratório, a turbina é obrigada a funcionar em condições limitadas fora do ponto óptimo de funcionamento, o que justifica os baixos valores de rendimento obtidos, evidenciando que as melhores condições de funcionamento correspondem a maiores valores de caudal, queda útil e velocidade de rotação (c.f., Anexo C2 – Tabela C6).

5.3. Hélice com evoluta a montante

Nos últimos anos, as turbinas de fluxo axial para pequenas quedas têm atraído o interesse da indústria e de investigadores. No entanto, para as microhidrídricas, a sua aplicação no meio industrial tem sido insignificante, tornando-se uma área aberta para estudo. A concepção e o desenvolvimento de microturbinas axiais, não são uma redução das grandes turbinas axiais. Assim, o objectivo consiste em conceber hélices optimizadas na aplicação de microhídricas, para determinadas condições de funcionamento como por exemplo onde a queda útil não seja superior a 5 metros.

Deste modo, desenvolve-se um dispositivo com eficiências de pico oscilantes entre 75% e 80%, operando com uma queda bruta de 1,5 a 2 metros e vazão de 60 a 75 l/s utilizando a teoria bem conhecida do vórtice livre. Para verificar a validade da teoria do vórtice livre, utilizam-se técnicas experimentais, com base na análise dos efeitos hidráulicas internos, devido a alterações geométricas na entrada e na saída de uma pá, possibilitando a optimização do desempenho global da hélice.

O problema acima é composto por um completo processo de design, desenvolvido para determinar a forma do perfil das pás a partir da queda disponível e do caudal (1,75 metros e 75 l/s), que aponta claramente para um projecto de fluxo tipo axial. O procedimento mais adequado consiste na análise do vórtice livre. A fim de determinar a forma da pá, é importante fixar a velocidade de rotação e o diâmetro do eixo, para além da queda útil e do caudal. Na forma da pá é necessário determinar o comprimento, os ângulos de entrada e saída da mesma em todas as secções radiais

desde a secção junto ao veio até à periferia. O número de pás constituiu outro parâmetro a ter em atenção.

Para validar a teoria do vórtice livre, o projecto desta hélice é caracterizado com vários ensaios experimentais, sendo em cada etapa modificada a geometria e consequentemente o seu desempenho. As origens do vórtice livre provêm essencialmente da lei da conservação do momento angular. As condições primárias como o fluxo irrotacional e a velocidade axial constante necessitam de satisfazer esta lei. A equação (5.1) representa a forma final da lei do vórtice livre (SINGH e NESTMANN, 2009).

$$c_u \cdot r = \text{constante} \tag{5.1}$$

Este produto da velocidade de escoamento tangencial pelo raio é constante ao longo de toda a região de entrada e de saída da pá pode ser dada pela seguinte expressão:

$$[c_u \cdot r]_{inlet} = K_{inlet} \quad \text{e} \quad [c_u \cdot r]_{exit} = K_{exit} \tag{5.2}$$

As constantes da equação (5.2) não são iguais em magnitude. Em geral, numa turbina de fluxo axial a constante (K_{inlet}) na entrada depende da queda útil. A fim de maximizar a transferência de energia, a velocidade tangencial de saída é tomada como zero ($[c_u \cdot r]_{exit} = 0$) ao longo do perfil da pá de saída e, portanto ($K_{exit} = 0$). Além disso, o raio da turbina axial aumenta continuamente a partir do eixo da pá até à periferia, que faz com que componente c_u diminua (Figura 5.5).

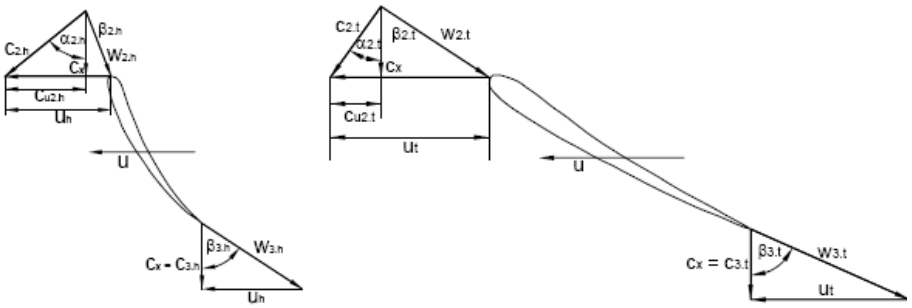


Figura 5.5 - Triângulos de velocidade de entrada e de saída no eixo e na periferia de uma pá (SINGH e NESTMANN, 2009).

Os resultados dos testes de optimização demonstram um sucesso no desenvolvimento deste dispositivo sob determinadas condições. Esta optimização experimental corresponde a uma potência de 810 W, para uma queda de 1,75 m, velocidade de rotação de 900 rpm (n_{sqt} = 138 rpm (m, m^3/s)) e um caudal turbinado de 64 l/s de água com um rendimento óptimo de 74% (Gráfico 5.8). Os melhores ângulos das pás que conduziram a este rendimento correspondem a: α_1 = 65 e α_2 = 74 na periferia e α_1 = 50 e α_2 = 55 junto ao eixo. De facto, uma primeira etapa de optimização compreende a diminuição do ângulo de saída na periferia da pá. Esta optimização provoca um aumento na curva característica da queda em função da velocidade de rotação. A optimização permite também uma melhoria no sistema hidráulico com uma redução do coeficiente de perda e no aumento da eficiência

hidráulica, assim como o ângulo de incidência na periferia da pá, através do aumento de eficiência de quase 20% (SINGH e NESTMANN, 2009).

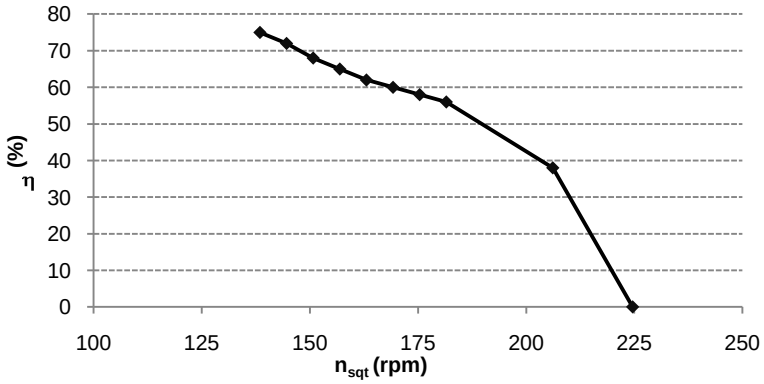
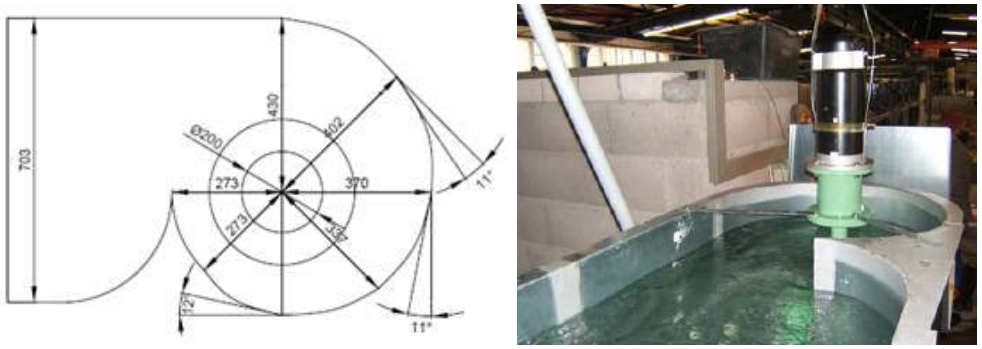


Gráfico 5.8 - Curva característica da hélice com evoluta a montante.

A análise experimental, conjuntamente com uma abordagem teórica inovadora ajuda a uma melhor compreensão do escoamento hidráulico no interior da turbina, conduzindo a sucessivas adaptações geométricas da configuração das pás da hélice com evoluta a montante em análise. As modificações geométricas baseiam-se nas equações de Euler do escoamento irrotacional à entrada da turbina, na estimativa do caudal, queda e rendimento para diferentes condições de funcionamento associadas ao diferencial de pressão entre montante e jusante e velocidade de rotação da roda.

A montante da turbina é adoptada uma evoluta em forma de espiral para induzir a criação de um vórtice livre combinado com fluxo radial. Esta combinação resulta numa forma espiral uniforme com um ângulo aproximado de 11º, conforme mostrado na Figura 5.6. Para uma queda bruta de 1,75 metros, a turbina está prevista para funcionar sob uma queda útil de 1,3 a 1,4 metros.



(a) (b)

Figura 5.6 – Turbina hélice com evoluta a montante: (a) dimensões gerais (mm); (b) modelo laboratorial (adaptado de SINGH e NESTMANN, 2009).

Esta turbina hélice com evoluta é adaptada às condições disponíveis no laboratório do DECIVIL/IST, através da seguinte instalação (Figura 5.7).

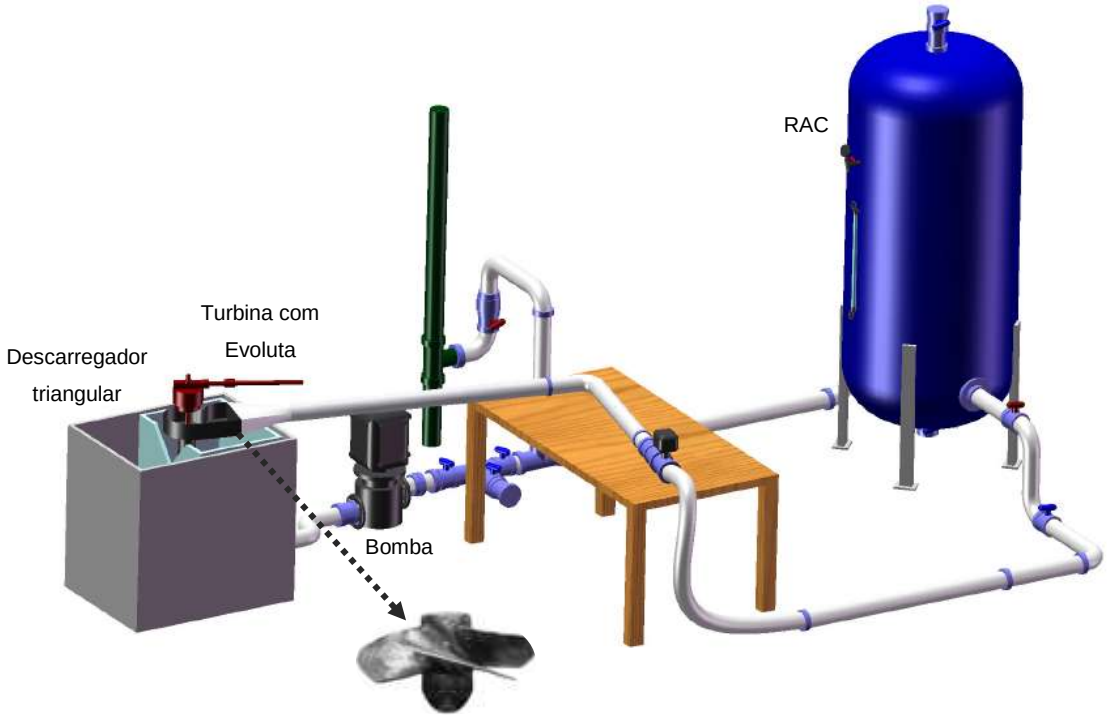


Figura 5.7 – Instalação laboratorial adaptada para a turbina hélice com evoluta.

A partir desta instalação, é possível proceder a comparações entre resultados experimentais e de modelação através da utilização do modelo computacional avançado (CFD - 3D – FLUENT), sobre as condições hidrodinâmicas do escoamento para diferentes condições de fronteira e condições iniciais à entrada e à saída das pás da turbina.

5.4. Bomba a funcionar como turbina (PAT)

Segundo RAWAL e KSHIRSAGAR (2007) uma bomba a funcionar como turbina possibilita uma solução fiável para os problemas energéticos, especialmente nas zonas rurais e em áreas remotas. Este dispositivo fornece uma alternativa económica às turbinas convencionais/actuais especialmente na geração de baixos valores de potência ou seja numa microhídrica, (RAWAL e KSHIRSAGAR, 2007). Uma PAT é uma bomba a operar como turbina, alterando apenas a direcção do escoamento e o sentido de rotação da roda.

Nos ensaios para uma bomba a funcionar utilizam-se os resultados de ensaios desenvolvidos por RAWAL e KSHIRSAGAR (2007), numa instalação com cerca de 2 metros de comprimento de 50 mm de diâmetro, com um RAC a seguir à bomba de recirculação e a jusante um reservatório munido de descarregador triangular para medição do caudal. A medição do binário é efectuada a partir do veio onde está instalado um dinamómetro, com uma haste de medição do balanço de forças Figura 5.8.

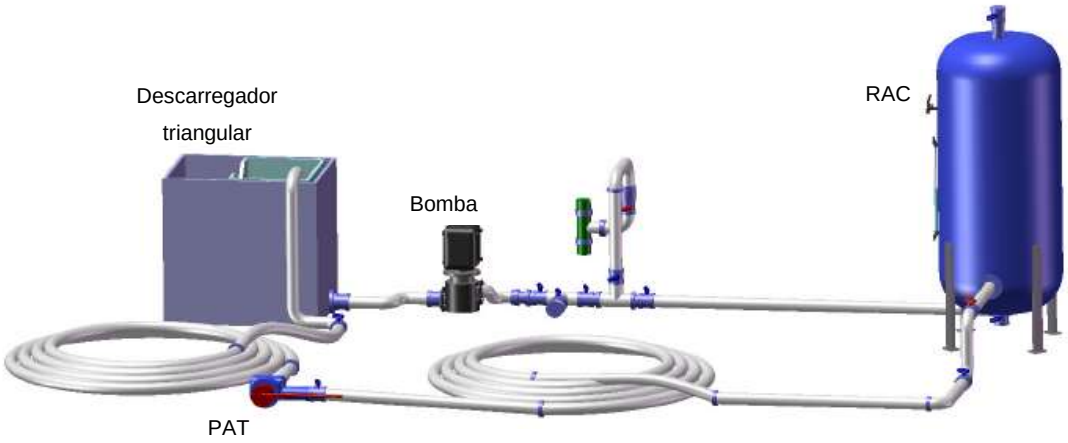


Figura 5.8 – Instalação da bomba como turbina.

O diâmetro de entrada e de saída da roda de bomba a funcionar como turbina analisada é 236 mm e 190 mm respectivamente, com quatro pás acopladas de espessura igual a 51 mm, conforme se ilustra na Figura 5.9 (a).

(a) (b)

Figura 5.9 – Bomba a funcionar como turbina: (a) rotor de fluxo misto semi-aberto (b); evoluta da bomba (adaptado de RAWAL e KSHIRSAGAR, 2007).

Verifica-se experimentalmente que esta bomba a funcionar como turbina pode trabalhar até uma rotação máxima de 1000 rpm, para obter a melhor eficiência de 83% associada ao caudal de 0,088 m^3/s e queda de 6,21 m. Nos testes são consideradas três velocidades de rotação: 800 rpm, 900 rpm e 1000 rpm.

Os ensaios experimentais são realizados no laboratório da Universidade em Karlsruhe, na Alemanha (RAWAL e KSHIRSAGAR, 2007).

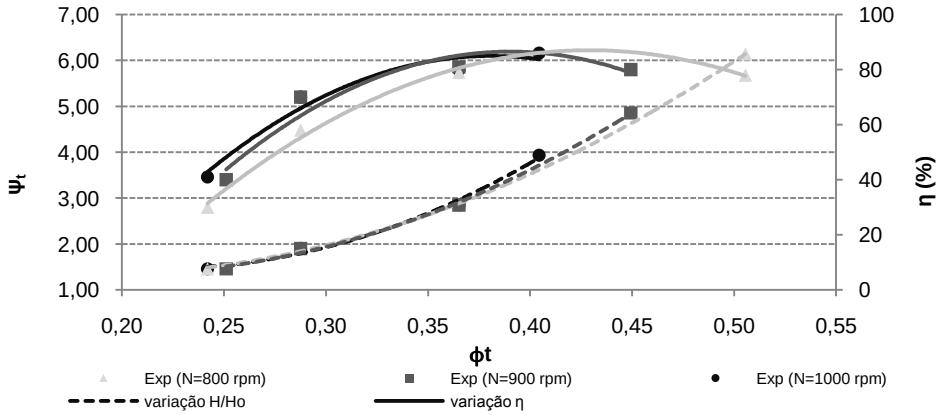


Gráfico 5.9 – Variação experimental do rendimento e coeficiente de queda com o coeficiente de caudal.

As curvas características obtidas dos resultados experimentais são apresentadas com base em parâmetros adimensionais (ϕ, ψ, Π) (Gráfico 5.9). Uma das vantagens na utilização destes parâmetros adimensionais, consiste em poder comparar o comportamento entre turbomáquinas de diferentes características. O máximo rendimento mantém-se praticamente constante para diferentes velocidades de rotação mas para o mesmo coeficiente de caudal (ϕ_t = 0,4). O rendimento máximo para 800 rpm, 900 rpm e 1000 rpm é de 81,4%, 82,7%, e 83,3%, respectivamente. O Gráfico 5.9 mostra que o coeficiente de queda e curva de rendimentos, para diferentes velocidades de rotação, apresentam pouca variabilidade.

6. Comparação entre resultados de simulação e ensaios

6.1. Introdução

Neste capítulo pretende-se desenvolver uma análise entre curvas características das diferentes turbinas seleccionadas para este estudo através da adimensionalização dos parâmetros característicos (H e Q) com base nos valores nominais (H_o e Q_o) correspondente à condição óptima de funcionamento. A selecção destes parâmetros deve-se ao facto de facilitar a comparação em termos da interpretação física do fenómeno. Nas turbinas em que ainda não se dispõem de resultados experimentais a análise processa-se só com base nos resultados de modelação matemática (CFD-3D) que fornece informação relativamente à tendência no andamento das curvas comparativamente entre turbinas.

6.2. Turbina de deslocamento positivo (PD)

A partir do ponto óptimo, traçam-se as respectivas curvas características desta turbina, que permitem avaliar o seu desempenho e compará-lo com as de outras turbomáquinas analisadas (Gráfico 6.1).

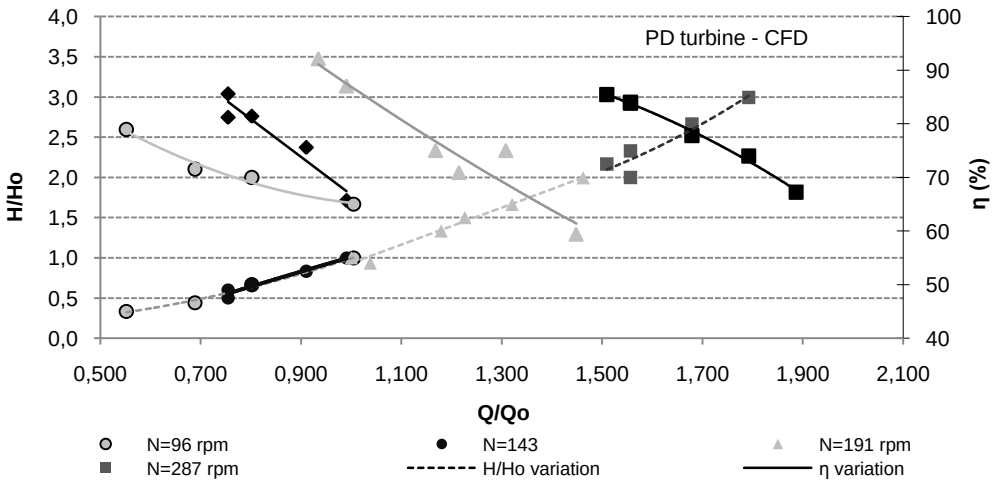


Gráfico 6.1 – Curvas características da turbina PD adimensionalizadas por Qo e No para diferentes velocidades de rotação.

A partir deste gráfico, verificam-se as curvas de tendência, que comparativamente com outras turbinas permitem seleccionar, sob determinadas condições operacionais, qual a gama de velocidades de rotação que conduzem ao melhor rendimento. De acordo com as curvas características correspondentes a cada velocidade de rotação, verifica-se que esta mantém a variação para diferentes valores de queda, à medida que a velocidade do rotor aumenta, contribuindo para valores máximos de rendimento praticamente constantes. Outras tabelas e gráficos, decorrentes da análise desta turbina são apresentados no Anexo C1 que comprovam esse comportamento.

6.3. Hélice tubular com cinco pás

Após análises de sensibilidade a diversos parâmetros e seleccionando o ponto óptimo de funcionamento desta turbina para D=100 mm, procede-se a uma avaliação com vista a promover comparações entre as diferentes turbomáquinas seleccionadas neste estudo.

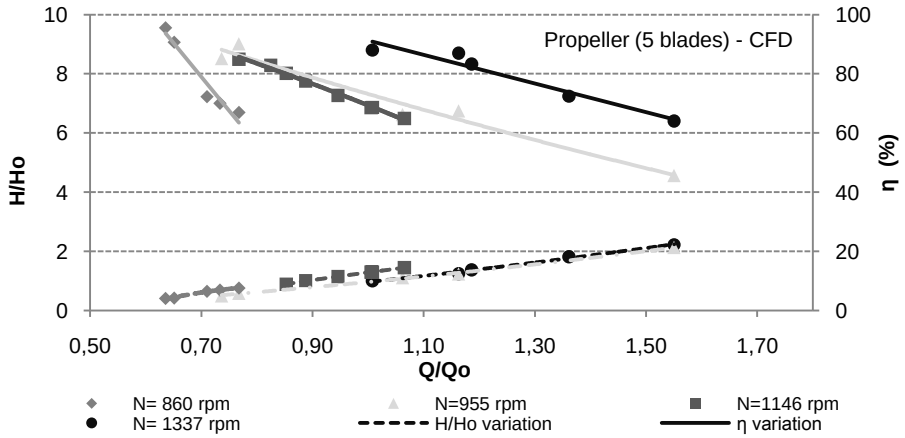


Gráfico 6.2 – Curvas características adimensionalizadas com Qo e No, da turbina de cinco pás para várias velocidades de rotação.

O Gráfico 6.2 é construído com base nas tabelas auxiliares criadas para o efeito e presentes no Anexo C4, que permitem uma análise mais detalhada da gama de valores obtidos paras diferentes velocidades de rotação. O andamento das curvas características desta turbina assume um comportamento semelhante com o aumento da velocidade de rotação.

Em laboratório efectuaram-se vários ensaios em que os resultados obtidos referem-se a condições fora do ponto óptimo de funcionamento por limitações de caudal da instalação e que se traduz nos baixos valores de rendimento conseguidos. Nos Gráficos 33 e 34 apresentam-se as curvas de variação de rendimento e de queda com o caudal para velocidades de rotação de 200 e 100 rpm, respectivamente.

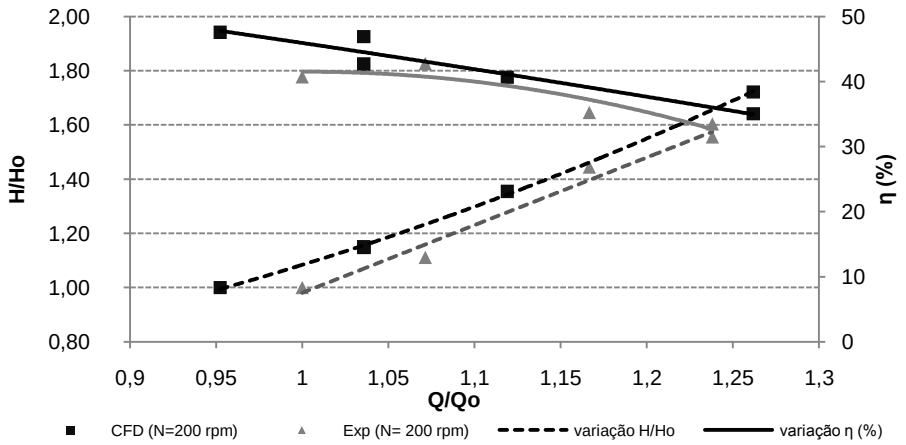


Gráfico 6.3 - Comparação entre curvas características adimensionais de simulação e de ensaios para uma velocidade de rotação de 200 rpm.

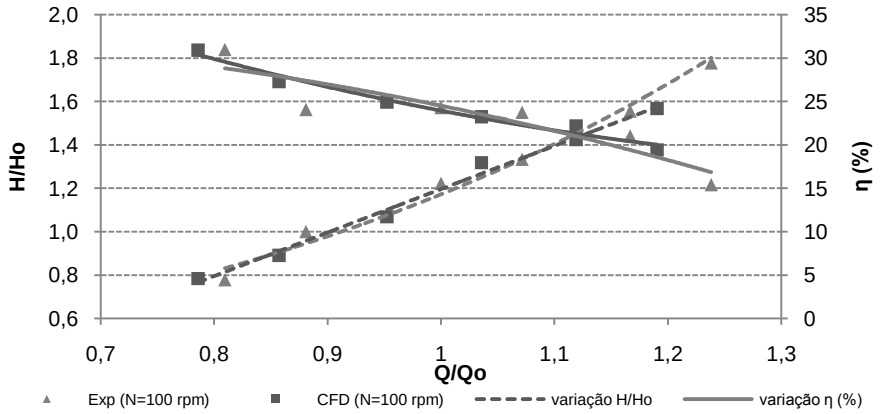


Gráfico 6.4 - Comparação entre curvas características adimensionais de simulação e de ensaios para uma velocidade de rotação de 100 rpm.

Esta roda apresenta-se com um funcionamento mais adequado para a gama de valores apresentada no Gráfico 6.2 de acordo com a gama de queda, caudal e rendimento obtidos.

6.4. Hélice tubular com quatro pás

Estando a instalação condicionada a valores limites de caudal e de pressão, procede-se à simulação desta turbina por forma a poder-se comparar com os resultados experimentais e as respectivas condições operacionais conseguidas em laboratório.

Como tal, sob as condições de funcionamento em laboratório, procura-se encontrar a melhor solução dos vários valores analisados durante as simulações. Identificado o ponto óptimo de funcionamento, procede-se ao traçado das curvas características adimensionalizadas e apresentadas no Gráfico 6.5, onde se faz variar a queda e o rendimento em função do caudal. Esta abordagem a partir das relações de queda e caudal com os respectivos valores correspondentes ao rendimento óptimo, permitem uma tradução mais fácil do tipo de resposta espectável quando transportado para condições reais de semelhança entre turbomáquinas.

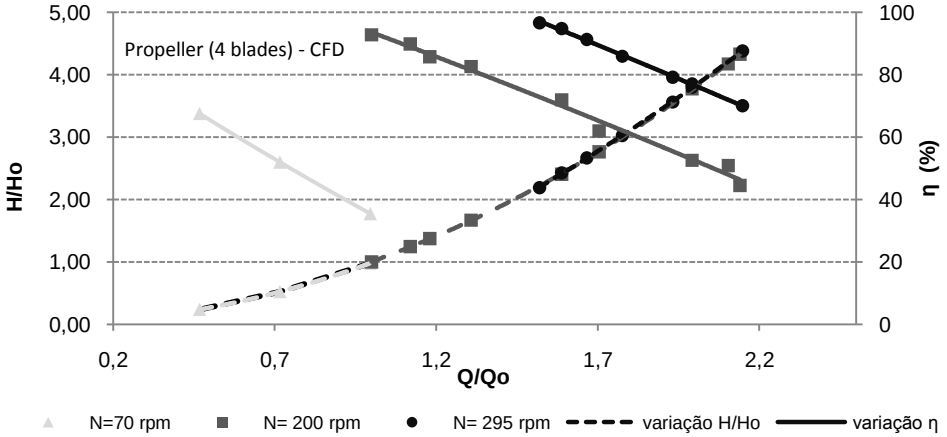


Gráfico 6.5 – Curvas características adimensionais da hélice com quatro pás para diferentes velocidades de rotação.

Comparando os gráficos traduzidos pelo modelo CFD-3D com os resultados obtidos em laboratório, pode-se concluir que para as mesmas velocidades de rotação os resultados obtidos pelo CFD apresentam-se em geral um pouco superiores aos experimentais. Como é sabido nos ensaios laboratoriais estão quantificados os efeitos de atrito mecânico e fugas entre as pás e a conduta envolvente, que o CFD não traduz, o que influencia os resultados conforme observado. Nos Gráfico 6.6 e Gráfico 6.7, representa-se a comparação entre a simulação e os ensaios para as condições de óptimo rendimento obtido em laboratório (N_o =200 rpm).

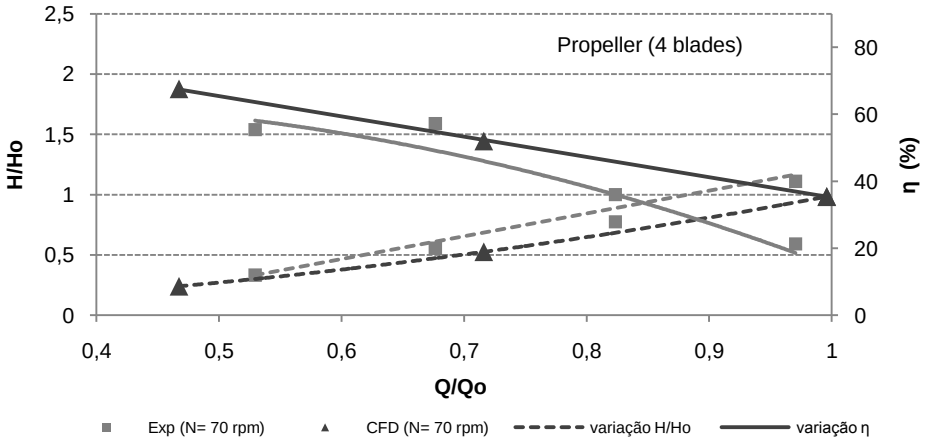


Gráfico 6.6 - Comparação entre curvas características adimensionais de simulação e de ensaios para uma velocidade de rotação de 70 rpm.

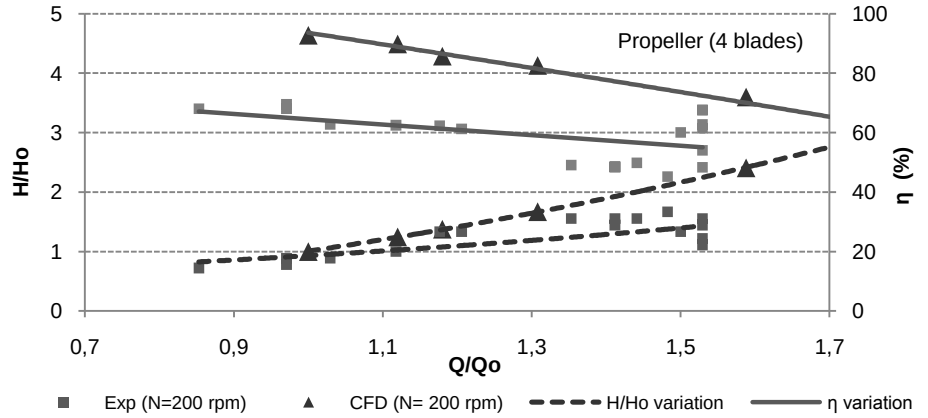
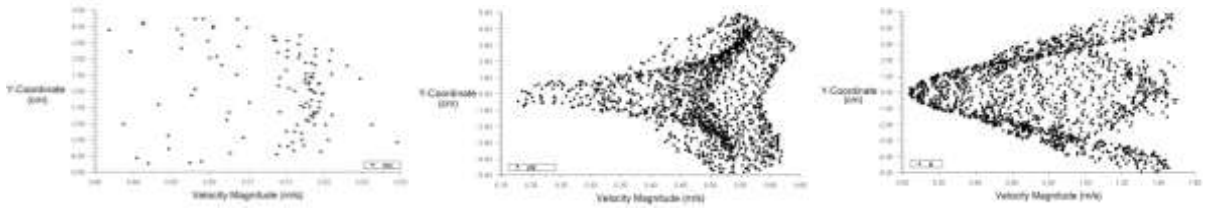


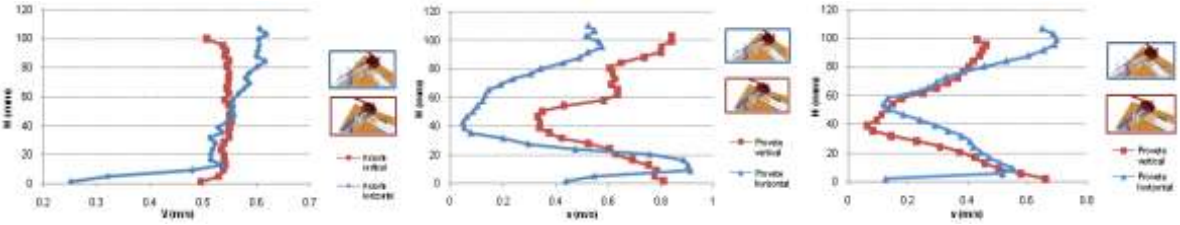
Gráfico 6.7 – Comparação entre curvas características adimensionais de simulação e de ensaios para uma velocidade de rotação de 200 rpm.

O estudo compreende também a análise do perfil de velocidades obtido experimentalmente e através de simulação computacional. Verifica-se concordância entre os resultados associados aos efeitos de rotação e atrito que induzem comportamentos anisotrópicos a montante e a jusante da turbina (Figuras 6.1 e 6.2).



(a) (b) (c)

Figura 6.1 – Variação da velocidade obtidos por modelação matemática (CFD): (a) montante da curva; (b) montante da roda; (c) jusante da roda.



(a) (b) (c)

Figura 6.2 – Perfil de velocidades obtidos por ensaios experimentais: (a) montante da curva; (b) montante da roda; (c) jusante da roda.

6.5. Hélice com evoluta a montante

Analisando o desempenho da turbina hélice com evoluta a montante (SINGH e NESTMANN, 2009), com o estudo desenvolvido através do modelo computacional, é possível concluir que os resultados obtidos por este modelo matemático, de variação do caudal com a velocidade de rotação para as condições óptimas de funcionamento, se ajustam aos valores experimentais (Gráfico 6.8).

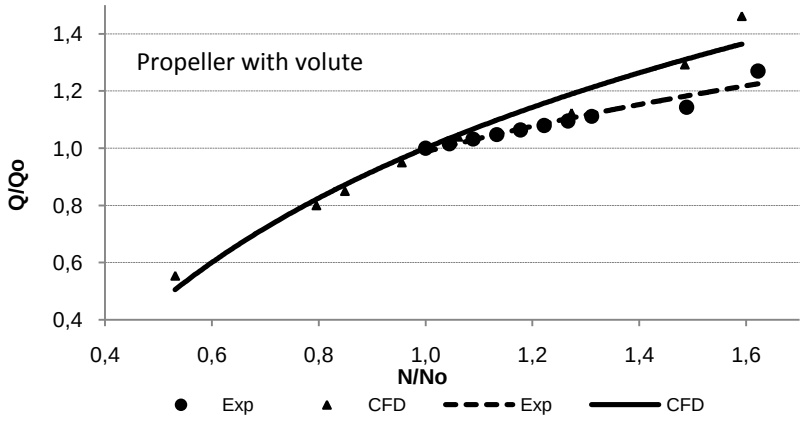


Gráfico 6.8 – Comparação entre ensaios experimentais e computacionais.

6.6. Bomba a funcionar como turbina (PAT)

Comparando o gráfico obtido em laboratório com os valores de simulação obtidos com o modelo CFD – 3D, verifica-se que para uma velocidade de rotação da mesma ordem, o valor do rendimento embora um pouco superior no CFD, parece ajustar-se razoavelmente. Esta discrepância

entre valores simulados pelo CFD e os valores obtidos em ensaios experimentais deve-se na possível diferença na concepção da evoluta, uma vez que a testada em laboratório não nos foi facultada a sua representação e no CFD por razões de simplificação foi adaptada com secção rectangular, tal como se observa na Figura 6.3.

(a) (b)

Figura 6.3 – Configuração da bomba como turbina (a); evoluta de estudo para simulação do CFD (b).

Para a configuração considerada no modelo matemático, as simulações efectuadas no CFD consistem em variar a pressão de entrada, mantendo a mesma rotação da bomba.

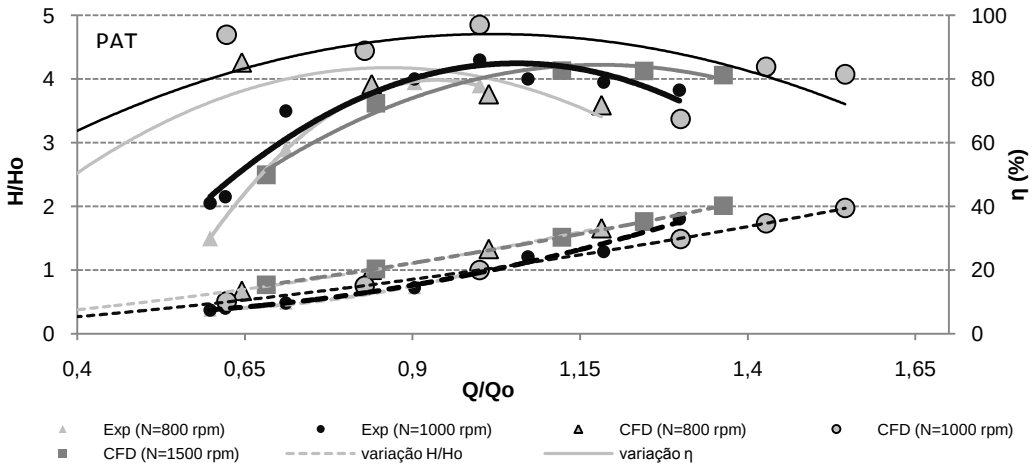


Gráfico 6.9 – Desempenho e comparação entre análises experimentais e computacionais da bomba a funcionar como turbina.

Para uma mesma velocidade rotação de 1000 rpm, a curva característica da variação do rendimento (Gráfico 6.9) é ligeiramente superior à obtida experimentalmente. No processo de modelação matemática simulou-se o comportamento para uma velocidade superior a 1000 rpm, e reparou-se que a variação de rendimento se mantinha praticamente constante, contudo esta tendência apenas se verifica para quedas acima dos valores experimentais.

6.7. Resultados finais

Existe um estudo recente sobre as novas turbinas de hélice axial especificamente adequadas para muito baixo quedas, com potências de 200 W a 1000 W (APRL, 2001), no entanto, apresentam

baixos valores de eficiência, entre 35% e 50%. DEMETRIADES (1997) desenvolveu uma concepção mais simplificada de uma hélice, destinada a aplicações abaixo de 1 KW. Mais tarde, o seu trabalho foi reportado por UPADHYAY (2004), que utilizando técnicas numéricas validadas com os resultados experimentais de Demetriades, propôs optimizar a concepção das pás e da roda. Para além desta solução, SIMPSON e WILLIAMS (2006) com base em modelos computacionais propõe projectar e implementar um projecto de uma hélice com 5 kW e queda útil entre 3 a 4 metros, conseguindo rendimentos de 65%. Muito recentemente ALEXANDER et al., (2009) e (SINGH e NESTMANN, 2009) analisaram modelos de hélice com quedas entre 3 a 9 m, conseguindo gerar energia entre 1,5 a 3 kW, para valores de eficiências da ordem dos 70%, com base em ensaios experimentais.

Estes novos estudos permitem não só dar um contributo mais alargado e diversificado a vários campos de aplicação, como explorar diferentes áreas condicionadas por factores onde a valorização energética ainda não foi considerada. Como síntese, o trabalho em micro turbinas não é ainda muito desenvolvido exigindo um maior esforço tanto a nível experimental como ao nível computacional. Todavia, este estudo vem contribuir para uma maior abertura no campo da investigação relativamente a turbinas para baixa potência (caudal ou quedas baixas) facultando uma nova área de interesse em termos de aplicação a um potencial hidroeléctrico disponível e ainda por explorar.

A investigação desenvolvida com base na computação dinâmica do escoamento através das rodas das diferentes turbinas seleccionadas neste estudo, em particular para baixa potência, e recorrendo a resultados de ensaios em laboratório, permite apresentar as condições de funcionamento, em termos de parâmetros característicos e de campo de aplicação que podem estar associados aos sistemas hidráulicos em pressão nomeadamente em sistemas de abastecimento (Figuras 6.4 e 6.5), rega e drenagem ou ainda em pequenos cursos de água.

Figura 6.4 – Esquema de um sistema adutor com a implementação de uma central mini-hídrica.

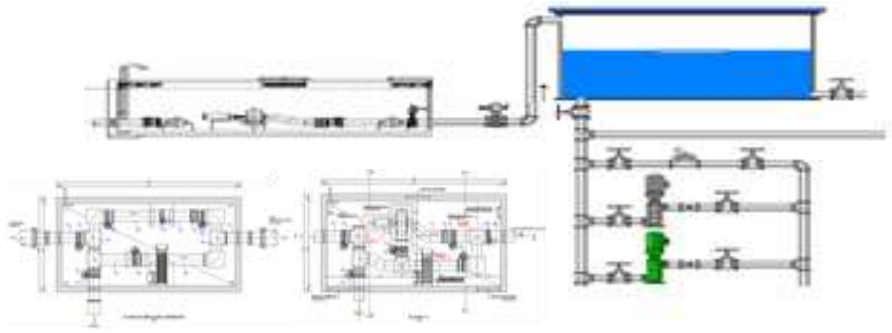
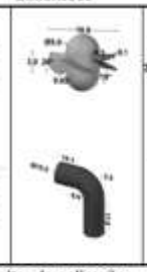
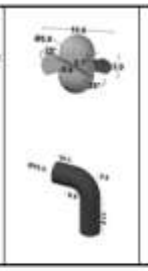
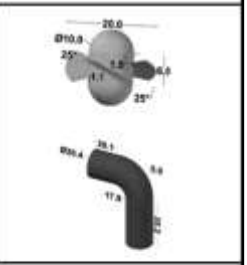


Figura 6.5 – Esquema de uma central micro-hídrica instalada na câmara de válvulas a montante de um reservatório de distribuição de água para consumo humano.

Tal como se observa na Tabela 5, os limites de aplicação de cada turbina atendem para valores muito diversificados, consoante a sua dimensão e tipo de rotor.

Tabela 5 – Campo de aplicação de cada turbina baseado em resultados de simulação CFD.

Características	Desl.posit. epicicloide (PD)	Bomba como turbina (PAT)	Hélice com evoluta	Hélice tubular com 5 pás		Hélice tubular com 4 pás		
D_{rods} (mm)	-	D_{max} = 236	D = 200	D = 100	D = 200	D = 100	D = 200	D = 200
$n_{sq}(rpm) = N\frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$ $(m, m^3/s)$	12	32	111	69	68	91	90	90
$n_{sp}(rpm) = N\frac{P^{1/2}}{H^{5/4}}$ (m, kW)	36	100	119	213	210	277	259	278
Ho (m)	3.0	11.4	3.0	2.86	8.77	0.12	1	6.32
Qo (m^3/s)	0.021	0.044	0.056	0.013	0.092	0.004	0.033	0.109
No (rpm)	191	100	1000	1337	1146	300	300	1000
η_{max} (%)	87	97	98	97	97	95	85	97
P_{max} (W)	533	4911	1340	351	7660	4	139	5510
Dimensões								
Geometria (x 10 mm)								
Limites de aplicação								
Q (x 10^{-3} m^3/s)	12 < Q < 65	Q < 50	40 < Q < 95	7 < Q < 20	70 < Q < 150	3 < Q < 5	9 < Q < 45	110 < Q < 200
H (m)	H > 1	6 < H < 20	1 < H < 8	0.6 < H < 6	5 < H < 20	0.05 < H < 0.25	0.05 < H < 1.0	5 < H < 18
N (rpm)	80 < N < 600	800 < N < 1500	500 < N < 1400	600 < N < 1400	900 < N < 1400	200 < N < 300	70 < N < 300	900 < N < 1400

Na Tabela 5 é possível identificar que para as mesmas dimensões, a hélice de cinco pás apresenta uma maior capacidade energética, comparativamente com a hélice de quatro pás e a hélice com evoluta. Com efeito, observa-se que o número de pás influencia não só a eficiência da turbina como a potência mecânica, que assume maior valor na hélice de cinco pás.

Atendendo à nova concepção da turbina de deslocamento positivo, esta parece apresentar um comportamento bastante flexível em termos de aplicação com rendimentos acima dos 80%. No campo da produção de energia, uma das turbinas que também se destaca corresponde à bomba a funcionar como turbina, que em comparação com ensaios experimentais apresenta bons rendimentos.

Pela análise do quadro, estes novos conversores de energia hidráulica, podem ser facilmente fabricados e instalados em regiões onde a queda apresente valores baixos em sistemas de escoamentos em pressão ou em pequenos rios ou canais de drenagem.

7. Conclusões e Recomendações

7.1. Principais conclusões

Este estudo compreende uma exaustiva pesquisa e análise com vista à optimização de novas turbinas adequadas a baixas potências que sejam viáveis face às turbinas convencionais. O estudo inicia-se com base na análise de bombas para depois se extrapolar para as turbinas baseando-se na semelhança entre turbomáquinas. Comparando as análises entre as bombas centrífugas e a bombas rotativas, pode-se concluir que as rotativas são mais adequadas para fluidos viscosos, no entanto apresentam condicionalismos para certos valores de caudal, mas que ainda assim apresentam rendimentos superiores às bombas centrífugas. Outra vantagem das máquinas rotativas surge no controlo do escoamento e no período de vida. Quanto à aplicabilidade das bombas de deslocamento positivo (PD), estas oferecem oportunidades de aperfeiçoamento e eficiência sem, aparentemente, grandes custos adicionais. A sua potência permanece quase inalterada, mesmo quando ocorre variação da pressão. Também se pode concluir deste estudo, que as bombas PD parecem funcionar bem com baixa velocidade de rotação, com caudal quase constante, tornando-se numa boa solução a adoptar.

No que diz respeito à utilização de uma máquina de pistões para produção de energia num sistema de água em pressão, para além da perda de rendimento devido à exigência de velocidades mais elevadas, apresenta um grave inconveniente associado à variabilidade do escoamento. Se as flutuações de pressão forem periódicas e de frequência relativamente elevada, podem, mesmo que tenham pouca intensidade, dar também origem a vibrações, eventualmente amplificadas por fenómenos de ressonância. Porém as bombas de êmbolo, para grandes alturas e pequenos caudais, podem ser a melhor ou a única solução. Para líquidos de elevada viscosidade o rendimento das bombas centrífugas reduz-se, sendo necessário implementar bombas alternativas, como a bomba de deslocamento positivo (PD), que apresenta vantagens sobre as máquinas de pistão convencionais. Como apenas existe um único movimento rotativo, não existem vibrações, o que implica menor desgaste, menores ruídos e maior vida útil. Devido à simplicidade, esta máquina apresenta menos componentes do que em relação a outros dispositivos, assim como gera mais potência e mais momento que outra máquina alternativa motor. No entanto, as bombas PD apresentam algumas desvantagens, como problemas em manter uma vedação ideal entre o rotor e as paredes envolventes que podem ser afectadas devido à dilatação térmica

O objectivo deste estudo permite, assim, concluir que as máquinas volumétricas alternativas ou de deslocamento positivo (PD), no que respeita a uma possível solução para aplicação na conversão de energia, parecem ser das mais adequadas. A ideia de criar energia a partir de uma turbina inspirada no motor Wankel torna-se numa interessante e inovadora solução no seio das máquinas volumétricas existentes, por ser caracterizado por ter menor variabilidade de caudal, quando instaladas em sistemas de escoamento em pressão, que necessitam de garantir caudal praticamente constante. Além da proposta numa turbina epicicloide de deslocamento positivo, este estudo compreende, ainda a análise e concepção/adaptação de mais quatro soluções com componentes inovadoras como resposta viável em sistemas hidráulicos de baixa potência disponível.

Estas soluções podem proporcionar uma boa relação de custo e eficiência, em alternativa às turbinas convencionais, em especial as micro-hídricas, devido à sua simplicidade de projecto, de concepção, funcionamento e até de manutenção.

Utilizam-se modelos para a concepção (Autocad) e criação das malhas e tipo de fronteiras (GAMBIT), assim como um modelo avançado hidrodinâmico (CFD) para simular em 3D o escoamento através da turbina, permitindo obter o caudal turbinado, a queda útil, a potência hidráulica, o binário actuante, a potência mecânica, para uma dada velocidade de rotação e o rendimento. São desenvolvidos modelos de cálculo para a obtenção do perfil optimizado para as pás das turbinas a conceber dependendo de vários factores condicionantes (e. g., movimento do escoamento à entrada e saída da roda, inclinação das pás, valores de caudal, queda e rendimento).

O modelo CFD usado para simular a hidrodinâmica do escoamento, constituiu uma parte vital na concepção e desenvolvimento destas novas turbinas, permitindo, assim, avançar protótipos virtuais e simular o desempenho destes, assim como optimizar algumas componentes (e.g., veio, bolbo, espessura das pás). A sua utilização permite reduzir a necessidade de ensaios e a análise de outros cenários menos comuns, após uma devida calibração em protótipos físicos sob determinadas condições de funcionamento.

As análises computacionais juntamente com desenvolvimentos teóricos ajudam a melhor compreender os fenómenos hidromecânicos que ocorrem dentro de cada conversor energético, levando a uma maior percepção da interacção que acontece entre as características geométricas e hidráulicas, no que respeita à entrada e à saída do escoamento nas diferentes turbinas. No caso das turbinas hélice, essa interacção permite descobrir qual a melhor solução a adoptar, em termos de projecto de configuração das pás tornando-se num tema de investigação bastante interessante e positivo. A partir de uma investigação que inclua componentes teóricas de modelação matemática e física na procura de soluções eficientes e eficazes quando aplicadas em condições reais, é possível estudar turbinas novas mais adequadas a cenários novos.

A bomba a funcionar como turbina é uma solução viável atendendo às respostas obtidas com base em ensaios experimentais e outros estudos e que demonstra apresentar um bom desempenho com boa eficiência, podendo ser aplicada em várias soluções de quedas maiores. A análise das turbinas seleccionadas só foi possível graças às simulações numéricas efectuadas, que ajudaram a investigar diferentes tipos de configuração e parâmetros que nem sempre conseguem ser medidos experimentalmente. A concepção em Autocad e Solidworks, assim como a escolha de uma malha devidamente gerada especificamente para cada turbina são procedimentos indispensáveis na obtenção de soluções fiáveis.

Estes novos conversores de energia hídrica, podem ser facilmente fabricados e instalados em regiões, onde a potência produzida seja relativamente baixa, como acontece em pequenos cursos de água, sistemas de abastecimento, sistemas de irrigação ou canais ou em projectos em que o caudal seja pequeno, para ser utilizada de forma viável por uma turbina convencional.

7.2. Recomendações

Os resultados deste trabalho salientam a importância de aplicações de novos conversores de energia, em sistemas com potencial energético disponível não desprezável, assim como análises mais detalhadas do comportamento dinâmico através de modelos matemáticos computacionais e de ensaios laboratoriais.

Este estudo integra-se em dois projectos de investigação (HYLOW-212423 do 7º Programa quadro da União Europeia e o projecto de Eficiência energética em sistemas de abastecimento, da FCT, PTDC/ECM/65731/2006) que estão numa fase intermédia de desenvolvimento, mas que já fornece alguma orientação de possíveis novas turbinas de baixa potência, como solução para preencher a falta no mercado de turbomáquinas deste tipo. É necessária uma análise detalhada relativamente a vários parâmetros característicos para ajudar a determinar a melhor solução real, dependendo do local, do tipo de instalação e quais as restrições a definir dependendo das condições disponíveis do sistema a considerar.

Os ensinamentos desta investigação reforçam a necessidade de continuidade do desenvolvimento no campo da energia, em sistemas onde seja possível garantir o aproveitamento hidroeléctrico, sob diferentes condições de operação. Nesse sentido identificam-se quais os principais procedimentos a adoptar no futuro, como forma de reforçar os resultados aqui conseguidos:

- Testar as turbinas definidas neste estudo em sistemas reais de abastecimento, onde seja possível aproveitar o potencial energético para alimentar localmente equipamento electrónico, zonas em meio urbano, ou para vender à rede eléctrica nacional, dependendo da quantidade de energia produzida e do tarifário em vigor;

- Proceder ao levantamento do potencial energético de sistemas hídricos existentes e definir soluções de produção de energia mais adequadas a cada solução, para uma vasta variedade de potências;

- Contribuir com novas soluções híbridas que podem ter complementaridade entre fontes de energia renováveis (e.g., a hidráulica, a eólica e a solar);

- Analisar a hidrodinâmica do escoamento 3D para condições de regime variável em diferentes turbinas;

- Desenvolver ensaios na turbina de deslocamento positivo, atendendo aos cuidados especiais na sua construção (devido às engrenagens entre as rodas do rotor) e analisar o comportamento do fluido incompressível durante o seu funcionamento para diferentes condições de fronteira.

- Desenvolvimento de modelos de optimização aplicados a sistemas adutores que incluam as curvas características das turbinas estudadas por forma a definir as melhores condições operacionais em termos de eficiência energética.

Verificando-se uma lacuna em termos de curvas características e equipamentos de produção de energia disponíveis no mercado para baixas potências, salienta-se a importância da continuidade desta investigação com vista a serem desenvolvidas implementações reais com contribuições económicas significativas que venham, em certa medida, impulsionar o desenvolvimento de uma região.

Referências bibliográficas

AFSHAR, A., JEMAA F.B., MARIÑO, M.A. 1990. Optimization of hydropower plant integration in water supply system, Journal of Water Resources Planning and Management, *Vol. 116, No. 5, September/October.*

ALATORRE-FRENK, C. **1994.** Cost Minimisation in Micro-Hydro Systems using Pumps-As-Turbines, Ph. D. Dissertation. *UK, University of Warwick.*

ALEXANDER, K.V., GIDDENS, E. P., FULLER, A. M. 2009. Axial-flow Turbines for Microhydro Systems, *Elsevier Journal of Renewable Energy 34 (2009) 35-47.*

APRL. 2001. Asian Pheonix Resources Ltd, Powerpal Brochure, 2001, http://www.powerpal.com *(accessed in February 2009).*

ARAUJO, L.S., RAMOS, H., COELHO S.T. 2006. Pressure control for leakage minimisation in water distribution systems management, Water Resources Management, *pp.133–149.*

BARBOSA, F. 2007. Simulação numérica 3D do enchimento de compartimentos de reservatórios utilizando o método dos elementos finitos. *USP - São Paulo*

BARBOSA, P.S. 1984. "Compressores". Apostila Petrobrás - CENPES - DIVEN, 2ª edição

BASSO, L. H. 2003. Máquinas hidráulicas. *FAG*, Pós graduação em Engenharia de segurança.

BATHALA, C.T. 1985. Power generation from a water supply system, Water Power & Dam Construction, *October, pp. 13 – 16.*

BORGES, J.E., PEREIRA, N.H.C., MATOS, J.M. 2009. Performance of a combined three-hole conductivity probe for void fraction and velocity measurement in air-water flows. Exp fluids *DOI 10.1007-S00348-009-0699-1.*

BORGES. J.E. e COSTA PEREIRA.N.H. 1995. Study of a nozzle flowing a cross-flow turbine. Mechanical Engineering Department, Instituto Superior Tecnico. Technical University of Lisbon. *1096 Lisboa Codex Portugal.*

BOUSSINESQ, M.J. 1872. Compl. Rend. Acad. Sci*. Paris 72, 256.*

BUREAU OF RECLAMATION. 1974. – Turbines and pumps design standards, Nº6 (1ª edição 1956). *Denver, Colorado.*

CARRAVETTA, A. 2005. Idrovalvola con turbina per il recupero dell'energia idraulica in esubero nelle reti di distribuzione idrica, Conferenza nazionale sulla politica energetica in Italia*, Bologna 18–19 aprile (in Italian).*

CARROCI, L.R. 2001. Ensaio de bombas hidráulicas. *Unesp.*

DEMETRIADES, G. M. 1997. Design of Low-Cost Propeller Turbines for Standalone Micro-hydroelectric Generation Units, Ph. D. Dissertation. *UK, University of Nottingham.*

DERAKHSHAN, S., NOURBAKHSH, A. 2008. Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds, Experimental thermal and fluid science *32, pp. 800–807.*

DOUGLAS, J.F., GASIOREK, J.M., SWAFFIELD, J.A. 1995. Fluid mechanics.Addison Wesley Longman limited*. ISBN 0-582-23408-5. UK.*

EISENRING, M. 1983. Local manufacturing of water turbines. 3rd Workshop on Small Hydro-Power (RCTT/UNIDO/REDP: Government of Malaysia). *UNIDO-ID WG. 403/25.*

ESHA, 2006. Guía para el desarrollo de una pequeña central hidroeléctrica. *ESHA.*

FLUENT 6.3. 2006. User's Guide. *USA*.

GALDI, G., ARTINA, S.,BRAGALLI, C., LISERRA, T., MARCHI, A. 2009. Experimental investigation of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines. *London, ISBN 978-0-415-54851-9.*

GAMBIT 2.2. 2004. User's Guide, *USA*.

GOMES, R.P.F., GATO, L.M.C., PAIXÃO CONDE, J.M. 2007. Estudo numérico de uma turbina axial auto-rectificadora de acção para aplicação em centrais de energia das ondas. *8º Congresso iberoamericano de engenharia mecânica IST.*

HAIMERL, L.A. 1960. The Cross-Flo,a turbine tt;aler Power *12, 5 13.*

HEGE, J.B. 2006. The Wankel Rotary Engine, McFarland & Company, Incorporated Publishers. *U.K., ISBN-13: 9780786429059.*

HERNANDEZ, C., LNDACOCHEA, E., GOMEZ, R. P. 1988. Apuntes para un manual tecnico de diseño, estandarizacion y fabricacion de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas. Volumen I Turbinas Michell Bánki. *Organizacion Latino Americana de Energia (OLADE) Report.*

JACOBY, R. 2007. Pump School, Sponsored by Viking Pump, Inc.

JOSHI, S., HOLLOWAY, A.G.L., CHANG, L. 2005. Selecting a high specific speed pump for low head hydro-electric power generation, *IEEE CCECE/CCGEI, Saskatoon, May.*

KNAPP, R. T., 1937. "Complete Characteristics of Centrifugal Pumps and Their Use in Prediction of Transient Behavior," Transactions *ASME, 59, pp. 683-689.*

KSB. 2005. Pumps and Systems. *Techno digest.*

MACINTYRE, A.J. 1980. Bombas e instalações de bombeamento. *Editora Guanabara Dois S.A. Rio de Janeiro.*

MACINTYRE, A.J. 1983. Máquinas motrizes hidráulicas. *Editora Guanabara Dois S.A. Rio de Janeiro.*

MAGNOLI, M.V. 2005. Cálculo das velocidades angulares críticas da linha de eixo de turbinas hidráulicas com ênfase no comportamento estrutural dinâmico do gerador. *Dissertação apresentada à escola politécnica da universidade de São Paulo para obtenção de título de mestre em engenharia*. *São Paulo.*

MAZANARES, A. A. 1980. Hidráulica Geral, Técnica, A.E.I.S.T, *Lisboa.*

MOCKMORE, C.A., MERRYTIEID, T. 1949. The Bank water turbine. Bulletin Serie No. 25, Engineering Experimental Station, Oregon State System of Higher Education. *Oregon State College, Corvalis, U.S.A.*

NALDI, G. 2001. Indagine sperimentale sul comportamento in turbinaggio di una elettropompa di piccolo taglia, *56Congresso Nazionale ATI, Napoli, 10–14 settembre (in Italian).*

NALDI, G., Artina, A., Bragalli, C., Liserra, T., Marchi, A. 2009. Experimental investigation of characteristics curves of centrifugal pumps working as turbines, *CCWI, 2009, UK.*

NOVAIS-BARBOSA, J. 1985. Mecânica dos fluidos e hidráulica geral, volumes 1 e 2, *Porto Editora.*

OLIVEIRA, S.1982. O automóvel. *Edição Mobil*.

PARKER, D. B. 1994. - Positive Displacement Pumps-Performance and application, R&D Testing,Warren Pumps Incorporated, Proceedings of 11th International Pump Users Symposium.Copyright 1994. All rights reserved. Reprinted with permission of the Turbomachinery

Laboratory, *Department of Mechanical Engineering, Texas A&M University, College Station, Texas 77840-3123.*

PENCHE, C. 1998. Layman's handbook on how to develop a small hydro site. DG XVII European Commision *200 rue de la Loi B-1049 Bruselas Bélgica.*

PRANDTL, L. 1952. Guide à traves de la mécanique dês fluides*. Dunod, Paris.*

QUINTELA, A. C. 2005. Hidráulica, 9ª edição. Fundação Calouste Gulbenkian, *Lisboa.*

RAMÍSIO, P.J. 2005. Conceitos fundamentais de hidráulica, bombas centrífugas e redes hidráulicas. *Bombas Grundfos Portugal.*

RAMOS, H. 1995. Simulação e controlo de transitórios hidráulicos em pequenos aproveitamentos hidroeléctricos. Modelação e análise dos efeitos induzidos pela sobrevelocidade de turbogeradores . *IST.*

RAMOS, H. 2000. Guidelines for Design of Small Hydropower Plants. *ISBN 972-96346-4-5. CEHIDRO, WREAN and DED, Belfast, North Ireland.*

RAMOS, H. AND BORGA, A. 2000a. Pumps as turbines: Unconventional solution to energy production*. Urban Water International Journal, Elsevier Science Ltd., Exeter, Volume 1, nº 3, pp. 261-265, UK, ISSN 1462-0758, 2000a.*

RAMOS, H. AND BORGA, A., 2000b. Pumps yielding power. Dam Engineering, Water Power & Dam Construction. *Volume X, Issue 4, pp.197-217, UK, ISSN 0-617-00563-X, 2000b.*

RAMOS, H., BORGA A. 2000c. Application of pumps in water supply systems for energy production, Hydraulic Engineering Software VIII, *Lisbon, 12 – 14 June, pp. 101 – 108.*

RAMOS, H. M., BORGA, A., SIMÃO, M. 2009. - Cost-effective energy production in water pipe systems: theoretical analysis for new design solutions. 33rd IAHR Congress. Water Engineering for a Sustainable Environment. Managed by EWRI of ASCE on behalf of IAHR. *Vancouver, British Columbia, Canada, August 9-14.*

RAMOS, H., DE ALMEIDA A.B. 2002. Parametric analysis of water-hammer effects in small hydro schemes, *Journal of Hydraulic Engineering, Vol. 128, No. 7, July 1.*

RAWAL, S., KSHIRSAGAR, J. T. 2007. Numerical Simulation on a Pump Operating in a Turbine Mode. Proceedings of the Twenty-Third International Pump Users Symposium. *USA, Texas AM University.*

RIBEIRO, J.P. 2007. Uma investigação de grandezas hidrodinâmicas no tubo de sucção de turbinas com rotor Francis operando em cargas variáveis. *Itajubá, Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia da Energia como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Ciências da Engenharia da Energia.*

SCHEURER, H., METZLER, R.,YODER, B. 1980. Small water turbine Instruction manual for the construction of a crossflow turbine. German Appropriate Technology Exchange (GATE) *Report, Eschborn, R.F.A.*

SHARMA, K.R. 1985. Small hydroelectric projects- use of centrifugal pumps as turbines. Kirloskar Electric Co. *Bangalore, India.*

SHENEIDER S/A. 2006. Manual técnico – motobombas. *Joinville/SC.*

SIMPSON, R. G., WILLIAMS, A. A. 2006. Application of Computational Fluid Dynamics to the Design of Pico Propeller Turbines, ICREDC-06, School of Engineering and Applied Sciences. *USA, Washington DC, University of the District of Columbia.*

SINGH, P. 2001. Establishment of a Test-Rig for Turbine for Micro Hydro and Detailed Testing of a Pump as Turbine; M. Tech. Dissertation, Centre for Energy Studies, Indian Institute of Technology Delhi. *New Delhi, India, pp 24 - 26.*

SINGH, P. 2005. Optimization of Internal Hydraulics and of System Design for Pumps As Turbines with Field Implementation and Evaluation, Ph. D. Dissertation.

SINGH, P. NESTMANN, F. 2009. Experimental optimization of a free vortex propeller runner for micro hydro application. Experimental Thermal and Fluid Science, Volume 33, Issue 6, September 2009, Pages 991-1002, doi:10.1016/j.expthermflusci.2009.04.007.

SINGH, P., 2005. Optimization of the Internal Hydraulic and of System Design in Pumps as Turbines with Field Implementation and Evaluation, Ph. D. Dissertation. *Germany, University of Karlsruhe.*

SINGH, P., NESTMANN, F., CAGLAR, S., KSHIRSAGAR, J.T. 2004. Hydraulic Performance Optimization in Pumps as Turbines; Section 8, Pump Users International Forum 2004. *Karlsruhe, VDMA, Germany.*

SKOTAK, A., MIKULASEK, J., OBROVSKY, J. 2009. Development of the new high specific speed fixed blade turbine runner. International journal of fluid machinery and systems. *Vol 2, No. 4, October-December.*

STREETER, V.L., WYLIE, E.B. 1982. Mecânica dos fluidos, McGraw-Hill. *Do Brasil lda.*

THOMA, D., KITTREDGE, C. P., 1931. “Centrifugal Pumps Operated under Abnormal Conditions,” Power, *pp. 881-884.*

TORREIRA, R. P. 2002. Fluidos térmicos: água, vapor, óleos térmicos. *Editora Hemus.*

UPADHYAY, D. 2004. Low Head Turbine Development using Computational Fluid Dynamics, Ph. D. Dissertation. *UK, University of Nottingham.*

VALADAS, M., RAMOS, H. 2003. Use of pumps as turbines in irrigation systems. Water Resources Journal (in Portuguese). *Vol. 24, n.3, pp. 63-76.*

VAN DIXHORN, L. R., MOSES, H. L., MOORE, J. 1982. Experirnental determination of blade forces in a Cross-Flow turbine. Proc. ASME Conf. on Small hydro-power fluid Machinery. *Phoenix, Arizona, U.S.A., pp. 67-75}.*

VARGA, J. 1959. Tests with the Bank water turbine. Acta technica Academicae Scientiarum Hungaricae 27, 79-102.

VIANA, A.N e ALENCAR, H.S. 1999. Análise experimental de turbinas hidráulicas operando com rotação variável. *Escola Federal de Engenharia de Itajubá.*

WILLIAMS, A. 1995. Pumps as turbines: a user’s guide, Intermediate Technology Pub. *Ltd, London.*

WILLIAMS, A. A. 1992. Pumps as Turbines used with Induction Generators for stand-alone Micro-hydroelectric Power Plants; PhD Dissertation. *UK, Nottingham Trent University.*

WILLIAMS, A., SMITH, N.P.A., BIRD, C., HOWARD, M. 1998. Pumps as turbines and induction motors as generators for energy recovery inwater supply systems, J. CIWEM, June.

Sites consultados

http://www.google.com/motor_wankel

http://www.poli.usp.br

http://www.flowserve.com

http://www.voith.com

ANEXOS

A – Bomba a funcionar como turbina

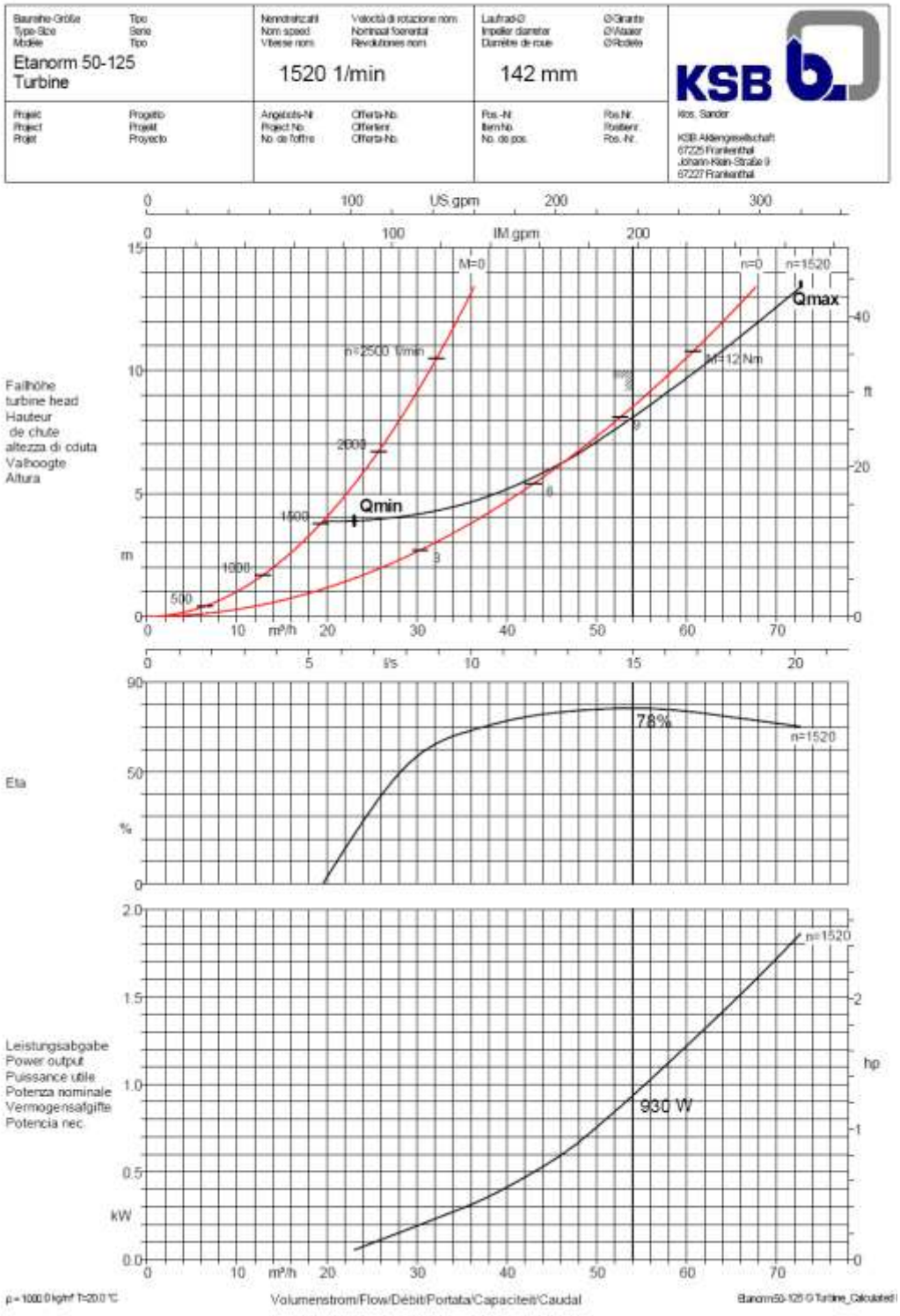


Figura A 1 - Curvas características de uma PAT, actualmente existente, para N=1520 rpm e D_{ext}=142mm.

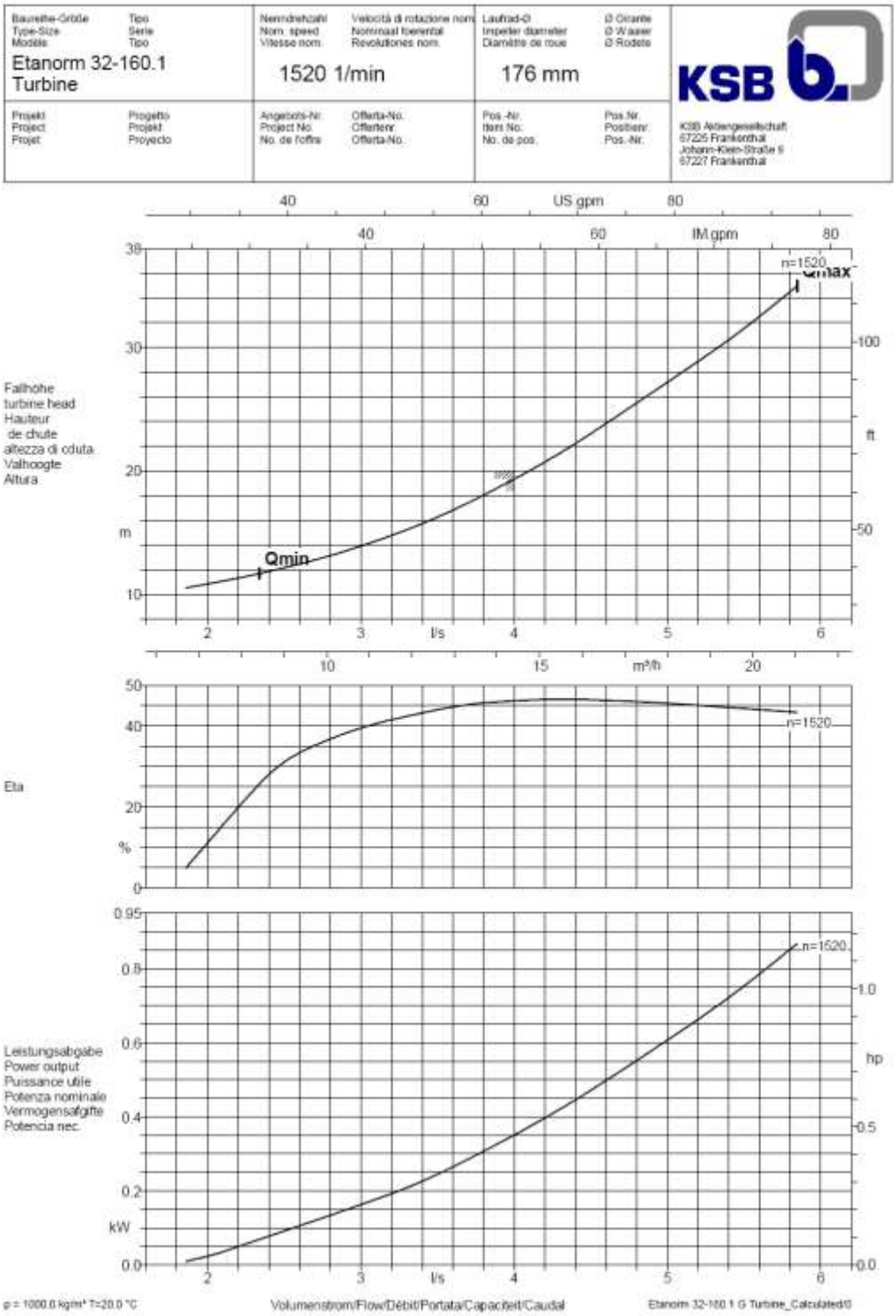


Figura A 2 - Curvas características de uma PAT, actualmente existente, para N=1520 rpm e D_{ext}=176mm.

Installation plan

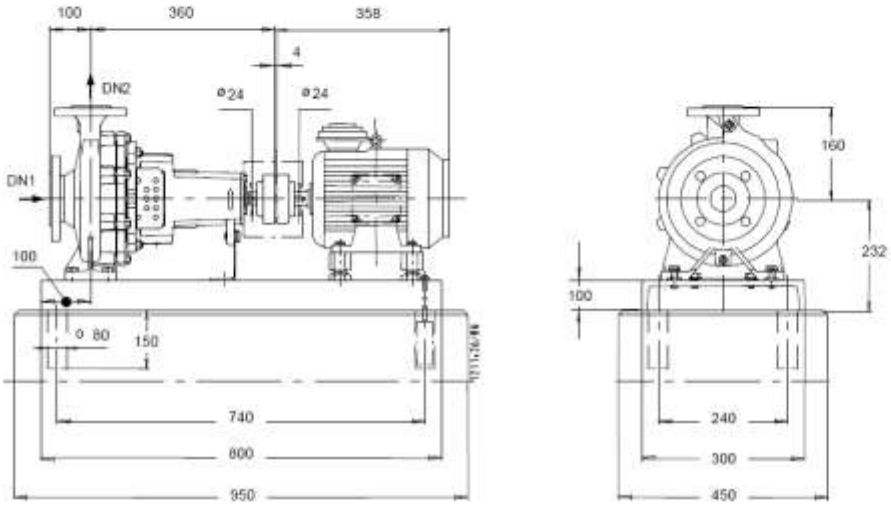
KSB

Customer item no.:Customer item (pump)
Order dated: 29/06/2009
Order no.: Technical University of Lisbon
Quantity: 1

Number:
Item no.: 100
Date: 29/06/2009
Page: 1 / 2

Version no.: 1

Etanorm G 050-125 SP
Standardpump acc. EN 733



Drawing is not to scale

Dimensions in mm

Motor

Motor manufacturer	KSB
Motor size	90L
Motor power	1.50 kW
Speed of rotation	1440 rpm
Position of terminal box	0°/360° (top)

Baseplate

Design	U-beam / folded plate
Size	14A
Material	Steel ST
Leakage drain, baseplate	Without
Rp1	
Foundation bolts	M16x250 (Not in scope of supply)

Connections

Suction nominal size DN1	DN 65 / EN 1092-2
Discharge nominal size DN2	DN 50 / EN 1092-2
Nominal pressure suct.	PN 16
Rated pressure disch.	PN 16

Flanges DN 65 will be drilled with 4 holes

Coupling

Coupling manufacturer	Flender
Coupling type	Eupex N
Coupling size	68
Spacer	0.0 mm

Weight net

Pump	38 kg
Baseplate	37 kg
Coupling	1 kg
Coupling guard	2 kg
Motor	18 kg
Total	96 kg

Connect pipes without stress or strain!
Dimensional tolerances for shaft axis height: DIN 747
Dimensions without tolerances, middle tolerances to: ISO 2768-m
Connection dimensions for pumps: EN735

For auxiliary connections see separate drawing.

Figura A 3 - Dimensões da PAT para D_{ext}=142 mm.

Installation plan

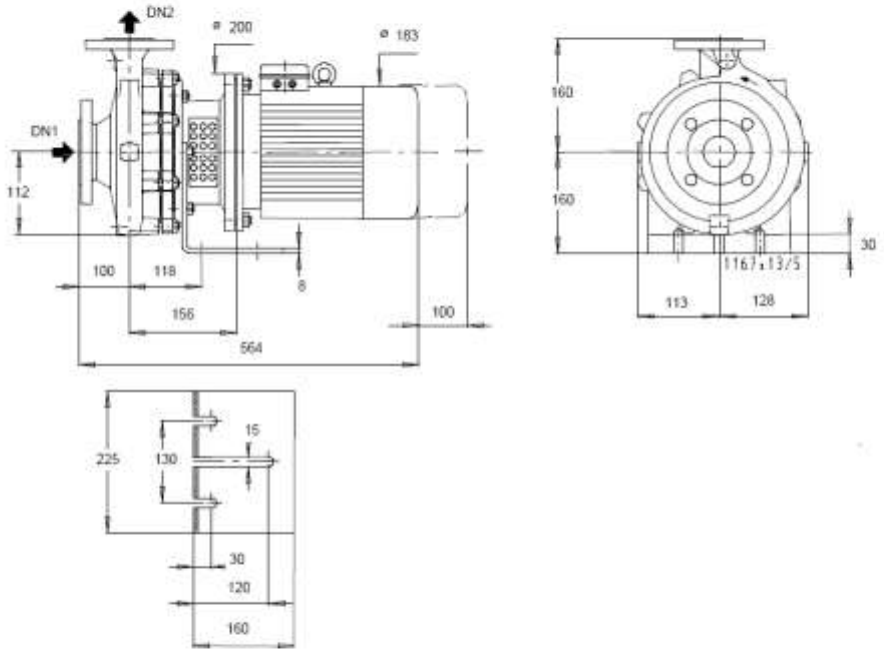
KSB

Customer item no.:Customer item (pump)
Order dated: 29/06/2009
Order no.: Technical University of Lisbon
Quantity: 1

Number:
Item no.: 200
Date: 29/06/2009

Version no.: 1

Etabloc GN 050-125/154 G11
Close-coupled pump



Drawing is not to scale

Dimensions in mm

Motor

Motor manufacturer	KSB
Motor size	90L
Motor power	1.50 kW
Speed of rotation	1440 rpm
Position of terminal box	0°/360° (top)

Connections

Suction nominal size DN1	DN 65 / EN 1092-2
Discharge nominal size DN2	DN 50 / EN 1092-2
Nominal pressure suct.	PN 16
Rated pressure disch.	PN 16

Flanges DN 65 will be drilled with 4 holes

Weight net

Pump	32 kg
Motor	18 kg
Total	50 kg

Connect pipes without stress or strain!

For auxiliary connections see separate drawing.

Dimensional tolerances for shaft axis height:	DIN 747
Dimensions without tolerances, middle tolerances to:	ISO 2768-m
Connection dimensions for pumps:	EN735
Dimensions without tolerances - welded parts:	ISO 13920-B
Dimensions without tolerances - gray cast iron parts:	ISO 8062-CT9

Figura A 4 - Dimensões da PAT para D_{ext}=176 mm.

B – Concepção, modelação e geração da malha

B1 – Concepção das cinco turbinas estudadas

O desenvolvimento e a concepção das turbinas passa por uma análise 3D em que, os contornos de cada dispositivo por "*polylines*" no Autocad. Em cada uma das situações estudadas, os programas de geração de malha e de simulação hidrodinâmica, obrigam a que os desenhos excluam qualquer tipo de espessura, isto é, apenas abrangem o volume ocupado pelo fluido, eliminando qualquer elemento estrutural que compreende um revestimento. Desta forma, os programas de cálculo utilizados assumem o volume ocupado pelo fluido como um único volume delimitado por faces exteriores que se intitulam, pelos modelos, por paredes. Note-se que cada face pode ser escolhida pelo utilizador como uma fronteira, podendo ser sempre alterada tanto no programa de geração de malha, GAMBIT, como pelo modelo matemático computacional (CFD - FLUENT).

A forma de concepção compreende o desenvolvimento gráfico formado por um único volume delimitado por faces (coincidentes com as condições de fronteira). Atendendo a que as pás correspondem a uma parte móvel da turbina, a única face existente tem que abranger todos os locais de circulação do escoamento, subtraindo o espaço ocupado pelas pás e eliminando outros elementos isolados por onde o fluido não atravessa. Desta forma, o modo mais fácil de criação de um objecto consiste em definir várias faces delimitadas por linhas sobrepostas entre si, de forma a que se possam unir facilmente numa só.

Cada máquina compreende componentes específicas diferentes, pelo que é necessário analisá-las separadamente à hélice na evoluta, no programa Autocad traçam-se os ângulos de entrada e de saída das pás, define-se o perfil da pá com cerca de 1 mm de espessura e converte-se, em planta, para o plano perpendicular, de forma a ficar paralela ao veio. Para desenhar o veio, cria-se um círculo, no plano, de raio conhecido e com o comando *Extrude* do Autocad, transforma-se esse círculo num cilindro de altura igual a 7,4 cm. Representa-se outro círculo exterior que limite a dimensão da hélice, e define-se a partir do seu centro até ao seu contorno, uma recta de localização do perfil da pá, que permite situar, de forma equidistante, a periferia da pá no ponto de intercepção da recta de apoio com o círculo exterior. Estabelecida a periferia, desloca-se a mesma até meio do cilindro, de forma a ficar centrada. Em seguida, traçam-se os ângulos do eixo da pá. Posicionados os perfis da pá, com o comando *Loft*, estabelece-se a forma. Este comando permite criar um volume a partir de duas formas distanciadas entre si e definir o modo de desenvolvimento, que tanto pode ser recto como curvo, ou com faces angulosas. A partir do comando *Array* selecciona-se a pá e o seu centro e indica-se quantas pás se repetem em redor do veio, sendo neste caso cinco pás. O comando *A*rray permite multiplicar cada objecto pelo número desejado em torno de um ponto conhecido. Utilizando as operações booleanas une-se o veio com as cinco pás, transformando-se num único objecto, conforme se verifica na Figura B 1.

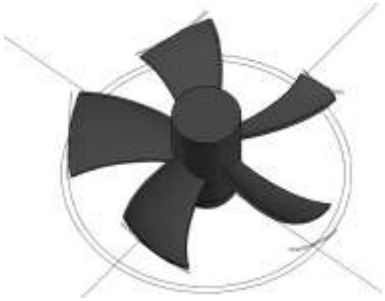


Figura B 1 - Hélice definida como um único objecto.

Concluída a hélice, procede-se à construção da evoluta, que consiste em definir no plano os seus contornos e posteriormente torná-la num volume de altura finita, com o auxílio do comando *Extrude*. Definem-se as dimensões da evoluta e do difusor, definido por um cilindro envolvente da hélice com 50 cm de altura. Criadas as três peças separadamente, com o auxílio das operações booleanas, subtrai-se do difusor a hélice, unindo-se posteriormente ao volume compreendido pela evoluta. Deste modo, define-se todo o volume que será ocupado pelo fluido desde a evoluta até ao difusor, passando através da roda, Figura B 2.

(a) (b) (c)

Figura B 2 - Hélice com evoluta a montante: (a) dimensões da evoluta em planta; (b) componentes: Hélice, evoluta e difusor; (c) volume ocupado pelo fluido.

Do mesmo modo que se concebe a hélice com evoluta a montante, adopta-se o mesmo procedimento para a hélice tubular com cinco e quatro pás, diferenciando nos ângulos de entrada e de saída na forma e no diâmetro do bolbo e do eixo. Desenvolvida a hélice, procede-se à criação da zona tubular ou conduta com o auxílio do comando *Sweep.* Este comando permite a partir de uma figura geométrica, estabelecer essa mesma forma segundo um caminho definido por uma recta ou curva. Assim apenas é necessário desenhar um círculo de raio superior ao raio exterior da hélice, o suficiente para que as pás não intersectem no cilindro envolvente, e uma recta seguida por uma curva ou arco de 90º. Posteriormente, coloca-se a hélice, e o eixo de rotação, inserido a meio do bolbo, com cerca de metade do raio da roda. Com recurso às operações booleanas, subtrai-se o volume ocupado pela conduta pelo volume da roda, estabelecendo um único volume, correspondente ao ocupado pelo escoamento, Figura B 3.

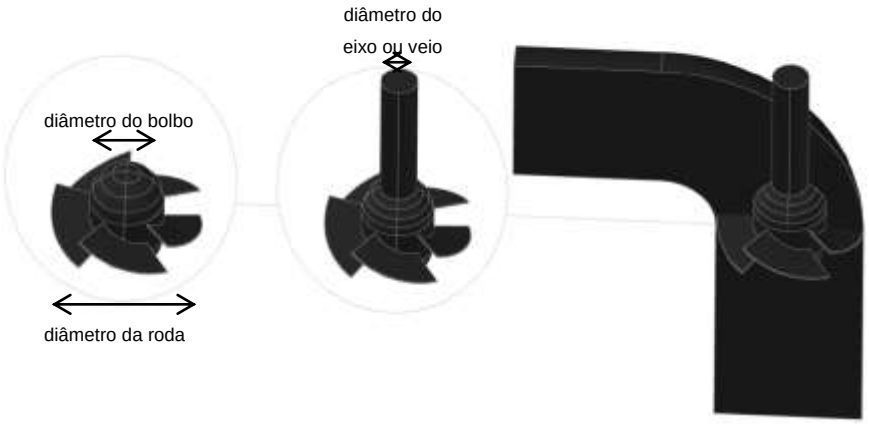


Figura B 3 - Várias etapas de concepção da hélice tubular.

Quanto à geometria da bomba a funcionar como turbina (PAT) representa-se a evoluta que na zona onde será instalada a roda, começa-se por criar uma representação cónica a partir do comando *Loft*. Para as suas pás, desenham-se em planta, quatro semi-arcos de circunferência, desde a periferia do cone até ao eixo, tal como se observa na Figura B 4 (a). De seguida, projecta-se o ponto de intersecção do arco com o eixo até ao ponto mais alto do cone, isto é, impõe-se uma rotação em 3D até que o arco, definido em planta e intersecta-se o perfil do cone. Adopta-se uma espessura de 1 mm e com o comando *Extrude* dá-se volume à pá. Definida uma pá, com o comando *Array*, multiplica-se essa pá, centrada no eixo, por quatro, finalizando, deste modo, a concepção da roda da bomba a funcionar como turbina. Com o comando *Unit,* das operações booleanas transforma-se a roda num único objecto. Posteriormente inverte-se a roda, de forma a que a face maior do cone se situe em cima, mais próxima da evoluta e a menor em baixo mais próxima do início do difusor. Relativamente ao difusor, cria-se um cone com a face inferior igual ao raio da conduta difusora, ligada posteriormente à evoluta que ao subtrair o volume da roda se define o volume ocupado pelo escoamento.

(a) (b)

Figura B 4 - Concepção da bomba como turbina: (a) evoluta e encurvadura das pás em planta (mm); (b) bomba e volume ocupado pelo fluxo.

Para a turbina de deslocamento positivo (PD), com base no modelo desenvolvido é possível obter a Tabela B 1, o desenvolvimento do rotor e os seus eixos de rotação. Desenvolvem-se relações constitutivas de representação da máquina, tornando mais fácil a sua concepção em três dimensões. Para esta transformação apenas foi necessário importar o ficheiro do Excel para o programa Notepad, e introduzir para cada elemento do rotor, ou seja para cada coluna representativa de uma das partes da turbina PD, o nome do comando a desenhar, sendo utilizado em qualquer uma das partes o comando *multiplepline*, seguido dos pontos de ordenadas e abcissas de cada elemento.

Tabela B 1 - Tabela auxiliar correspondente ao desenvolvimento da turbina de deslocamento positivo (PD).

		Peças fixas				Rotor			
		Roda dentada central		Caixa		Roda dentada		Contorno triangular	
Graus	Radianos	x	y	x	y	x	y	x	y
0	0.000	0.667	0.000	2.821	0.000	1.333	0.000	2.821	0.000
1	0.017	0.667	0.012	2.821	0.061	1.333	0.017	2.783	0.065
2	0.035	0.666	0.023	2.818	0.122	1.333	0.035	2.744	0.129
3	0.052	0.666	0.035	2.814	0.182	1.332	0.052	2.703	0.192
4	0.070	0.665	0.047	2.808	0.243	1.331	0.070	2.662	0.255
5	0.087	0.664	0.058	2.801	0.303	1.330	0.087	2.619	0.317
6	0.105	0.663	0.070	2.791	0.363	1.328	0.105	2.576	0.378
7	0.122	0.662	0.081	2.781	0.423	1.326	0.122	2.531	0.439
8	0.140	0.660	0.093	2.768	0.482	1.324	0.139	2.485	0.498
9	0.157	0.658	0.104	2.754	0.541	1.321	0.156	2.438	0.557
10	0.175	0.657	0.116	2.739	0.599	1.318	0.174	2.391	0.615
11	0.192	0.654	0.127	2.722	0.656	1.315	0.191	2.342	0.673
12	0.209	0.652	0.139	2.703	0.713	1.311	0.208	2.292	0.729
13	0.227	0.650	0.150	2.683	0.769	1.308	0.225	2.241	0.784
14	0.244	0.647	0.161	2.662	0.825	1.304	0.242	2.189	0.839
15	0.262	0.644	0.173	2.639	0.880	1.299	0.259	2.137	0.893
16	0.279	0.641	0.184	2.615	0.934	1.295	0.276	2.083	0.945
…	…	…	…	…	…	…	…	…	…

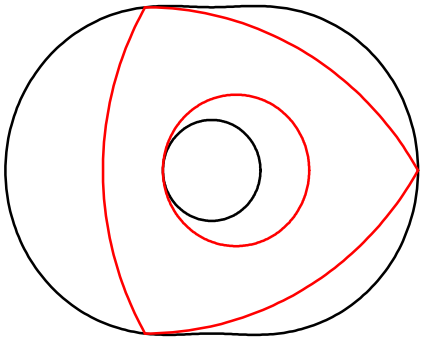
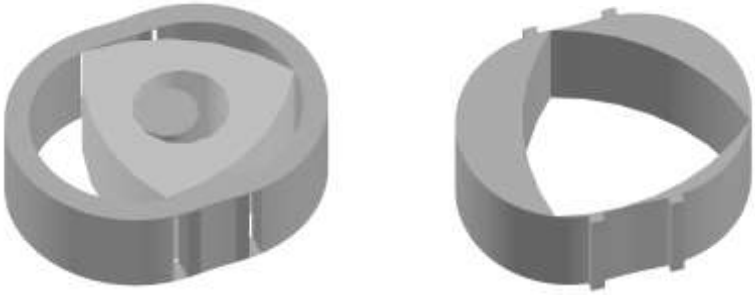


Figura B 5 - Figura resultante dos pontos referentes às peças do rotor.

O ficheiro criado em Notepad é formatado em *script,* e transfere-se para o programa Autocad, através do comando *Insert* seguido do nome do ficheiro a abrir, no formato *script*. Após todas as

peças do rotor estarem definidas no plano, procede-se à criação do volume das figuras, através do comando *Extrude*, elevando as peças até à altura desejada (de 10 cm).

A imagem assim criada ainda está mecanicamente incompleta, na medida que não entra em consideração com as rodas dentadas que tornam possível a rotação real do rotor em torno do eixo. Esta representação, porém, simplifica muito a concepção e a geração da malha, uma vez que no programa de criação de malhas, GAMBIT, o rotor apenas é definido pela linha de contorno do rotor (representada na Figura B 5 eFigura B 6). O volume criado das três peças é convertido em formato *Acis*.



(a) (b)

Figura B 6 - Turbina de deslocamento positivo (PD): (a) representação da turbina; (b) volume ocupado pelo fluido.

Descrito o modo de concepção da geometria de todas as turbinas no programa Autocad, exporta-se cada um delas sob a forma de *Acis,* por ser fácil e rápido de ler no programa de geração de malhas (GAMBIT). O objectivo deste modelo corresponde a um pré-processamento para a análise computacional da dinâmica de fluidos. Permite gerar malhas tetraédricas, hexagonais e funções híbridas que ajudam a melhorar a qualidade da malha. A sua autonomia leva à realização de modelos com elevado grau de complexidade, executados num curto espaço de tempo, com capacidade para refinar malhas automaticamente em áreas de forte curvatura e espaços muito pequenos. Deste modo, para cada projecto elabora-se uma malha ajustada à complexidade de cada turbina.

B2 – Geração da malha de cálculo

Como cada caso de estudo compreende a formação de sólidos ou a criação de volumes, é necessária uma análise detalhada aquando da utilização das operações booleanas, que permitem a criação de um único volume ou sólido e desta forma facilitar as operações subsequentes, como a geração da malha em toda a volumetria. Deste modo, convertido o sólido para o modelo GAMBIT, é necessário quantificar cada valor correspondente aos parâmetros da malha. Para tal opta-se por criar uma *"Size Function"*. Este comando permite criar funções de distribuição e atribuí-las a uma determinada entidade. A partir dele é possível controlar o tamanho do intervalo da malha, associada a arestas ou lados (bordos), ou o tamanho da malha de elementos sobre qualquer volume (FLUENT, 2006).

Para criar uma *Size Function*, é necessário então definir três especificações, (Figura B 7 (b) e (c)):

- Tipo: determina o algoritmo utilizado para controlar o tamanho do intervalo da malha em qualquer aresta ou bordo de uma entidade;
- Entidade: determina que entidades geométricas são usadas como fonte ou ligação;
- Parâmetros: define as características exactas da função.

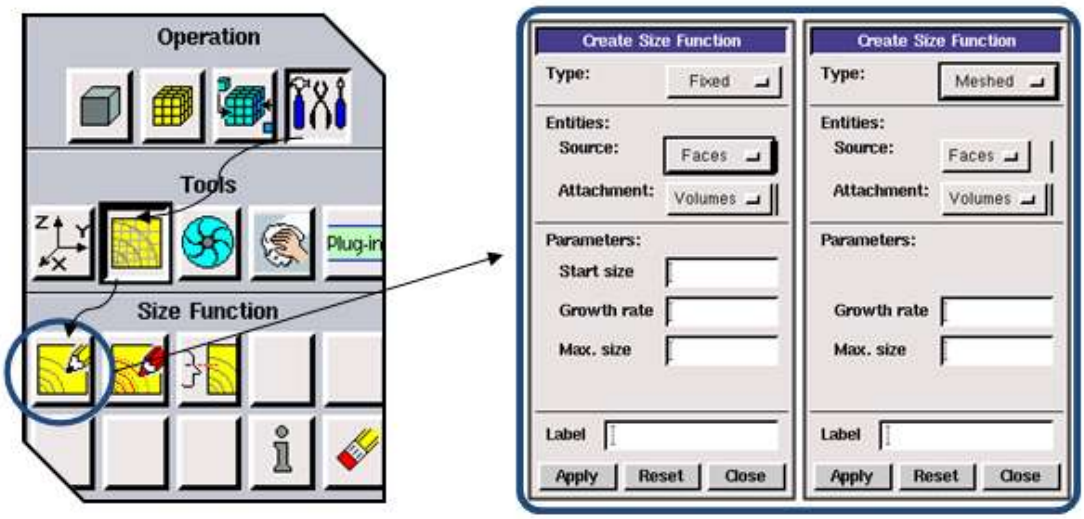
É importante referir que quer as entidades quer os parâmetros usados na função diferem de acordo com o tipo. A respeito deste último, o modelo GAMBIT dispõe de várias alternativas que podem ser utilizadas consoante o caso de estudo:

- Fixo - especifica o comprimento máximo da malha que um lado ou aresta pode apresentar, como uma distância a partir de uma determinada entidade
- Curvatura - especifica o ângulo máximo entre malhas ortogonais de elementos adjacentes.
- Proximidade - especifica o número de células da malha de elementos a serem localizados em vazios entre superfícies de um volume.
- Malha – diz respeito a malhas geradas sobre qualquer entidade.

Como em todos os casos de estudo apenas se utilizaram o tipo Fixo e o tipo Malha, apenas se dará relevância a estes tipos de função, definindo os seus efeitos e os parâmetros usados para as suas especificações.

De acordo com o tipo Fixo, limita-se o comprimento da malha de lados ou bordos dentro de uma região, determinada pela distância a partir de uma entidade existente. Para definir uma distribuição Fixa é necessário especificar dois tipos de entidade: Fonte e entidade de Ligação. A Fonte, define o centro da região na qual o tamanho da função se aplica, e está associada a uma única fonte de entidade ou associada a uma ou mais entidades de Ligação. A entidade de Ligação diz respeito à entidade para a qual a malha está a ser influenciada pelo *Size Function,* Figura B 7 b). Posteriormente, após as entidades estarem definidas, procede-se à especificação dos três valores referentes aos parâmetros associados ao tipo Fixo, indicados na Figura B 7 (FLUENT, 2006):

- Start size define o tamanho da malha correspondente ao comprimento de um determinado lado ou linha de um elemento na região imediatamente adjacente à entidade geradora (fonte entidade), (Figura B 7 (b)).
- Growth rate representa o aumento da malha de elementos com um certo comprimento de lado, para cada uma das camadas de elementos; ou seja, uma taxa de crescimento de 1,2 resulta num aumento de 20% na malha de elementos, com um comprimento de bordo, associado a cada uma das camadas de elementos, Figura B 7 (b).
- Max size representa o limite máximo admissível da malha de elementos de um comprimento de bordo, ligados à entidade dentro ou fora do limite exterior do tamanho função (Figura B 7 (b)).



(a) (b) (c)

Figura B 7 - Figura ilustrativa das várias etapas necessárias para a criação de uma *Size Function*, (a) comando *create Size Function,* (b) criação de uma *Size Function* com base em faces fixas, (c) criação de uma *Size Function* com base em faces malhadas.

Como cada caso apresenta especificações e traçados bastante diferentes entre si, a criação de uma *"Size Function"* a partir de faces fixas por vezes não corresponde à melhor forma de definir a malha. Como tal, para evitar tais dificuldades opta-se por começar a criar malhas nas faces mais condicionantes, ou seja, as faces em que a malha seja muito difícil de gerar, que geralmente combina com formas de espessura muito reduzida. Estes erros, que resultam de uma má definição da malha, podem ocorrer por diversas razões, ou por uma falha da volumetria gerada por um dos modelos de concepção mencionados ou pela complexidade do sólido (volume), como por exemplo uma espessura de pá muito pequena. Para estas situações recorre-se novamente a uma *"Size Function"* a partir de faces malhadas, Figura B 7 c) e indicam-se apenas os valores de propagação (*Growth rate*) e de limite da malha. Para gerar a malha nas faces, recorre-se ao comando "*Mesh Faces"*, seleccionando as faces mais condicionantes e deixando os valores ou referências já estabelecidas por defeito até as faces ficarem completamente malhadas.

De forma a compreender um pouco melhor as definições anteriormente descritas, elabora-se uma sequência de procedimentos que resume todas as aplicações e comandos utilizados para a definição da malha numa superfície ou sólido (Figura B 8).

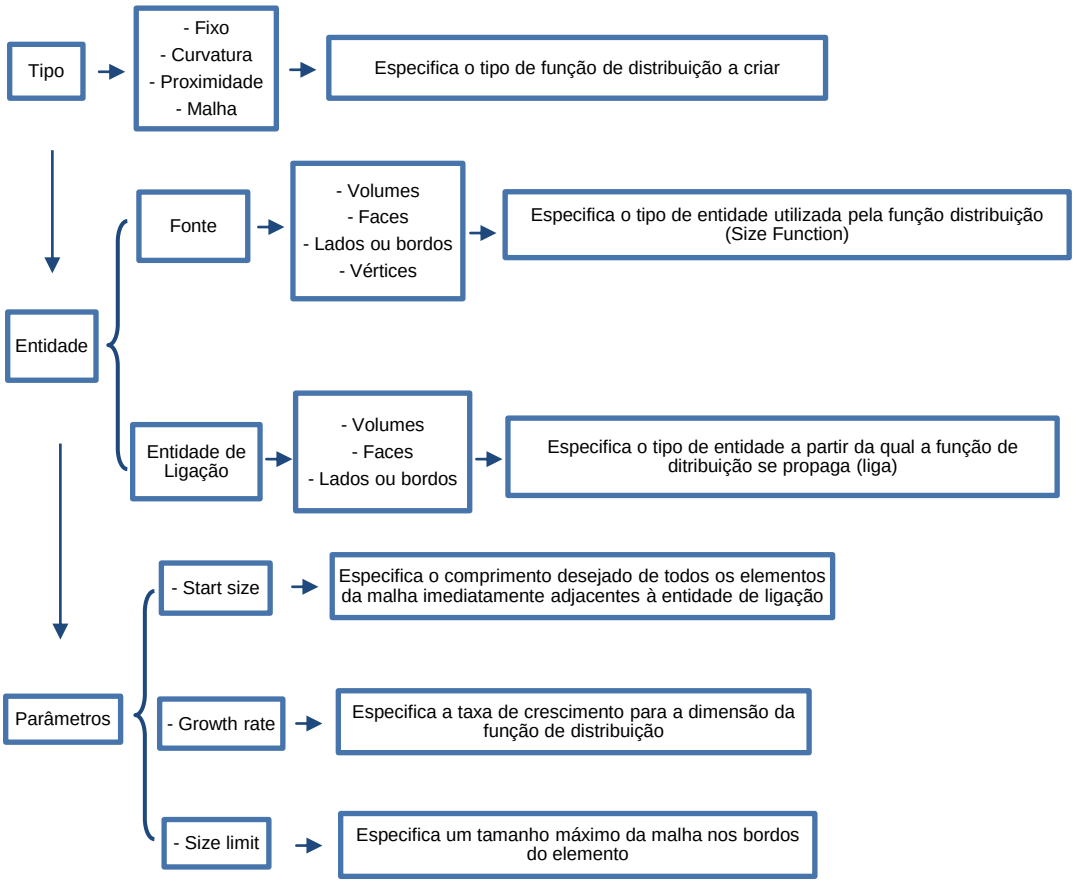

Tipo
- Fixo
- Curvatura
- Proximidade
- Malha
Especifica o tipo de função de distribuição a criar
Entidade
Fonte
- Volumes
- Faces
- Lados ou bordos
- Vértices
Especifica o tipo de entidade utilizada pela função distribuição (Size Function)
Entidade de Ligação
- Volumes
- Faces
- Lados ou bordos
Especifica o tipo de entidade a partir da qual a função de ditribuição se propaga (liga)
Parâmetros
- Start size
Especifica o comprimento desejado de todos os elementos da malha imediatamente adjacentes à entidade de ligação
- Growth rate
Especifica a taxa de crescimento para a dimensão da função de distribuição
- Size limit
Especifica um tamanho máximo da malha nos bordos do elemento

Figura B 8 - Esquema de procedimentos dos comandos disponíveis no modelo GAMBIT, para a elaboração de uma malha numa superfície ou objecto.

Definidos os parâmetros, torna-se então possível a conclusão e realização da malha no volume em causa. Para isso recorre-se ao comando "*Volume Mesh"*, (Figura B 9), e após escolhido o tipo de malha, *TGrid*, selecciona-se o único volume existente até que a malha preencha todo o sólido segundo a função de distribuição anteriormente definida.

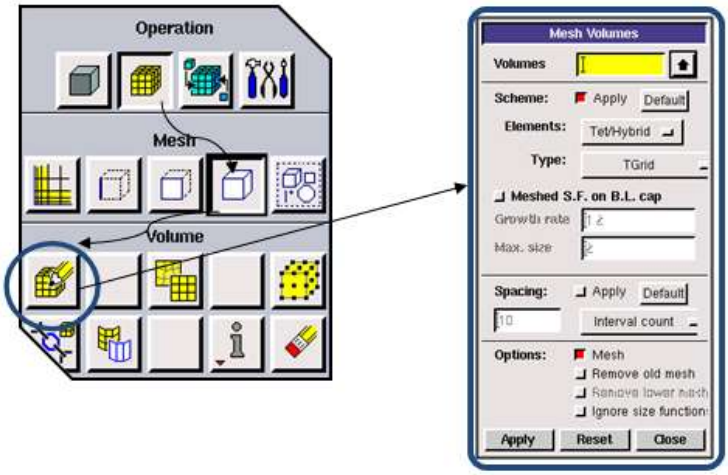
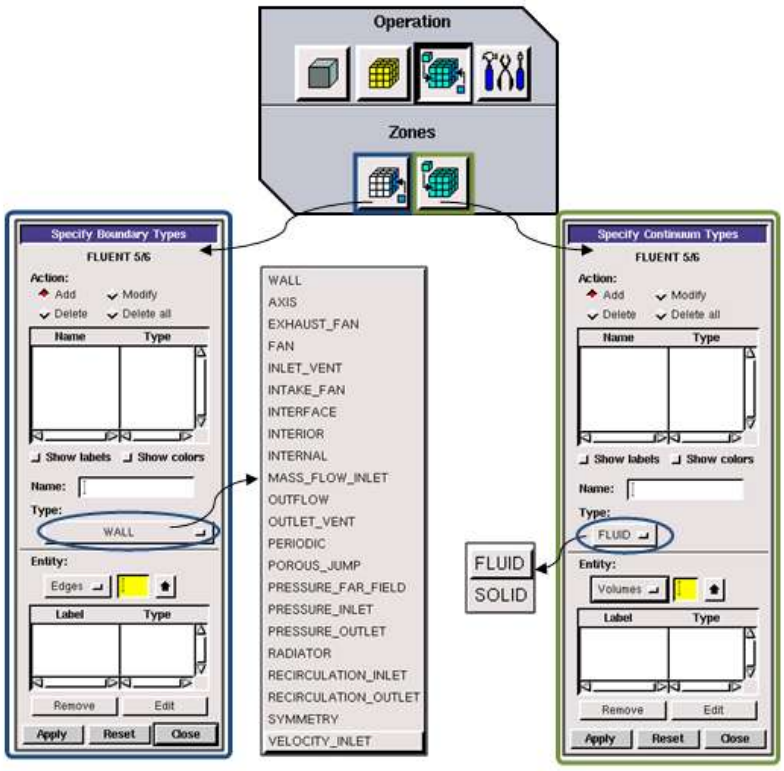


Figura B 9 - - Comando para criar malha no volume segundo uma função de distribuição anteriormente definida.

Estando concluída a malha no sólido procede-se à definição das condições e do tipo de fronteira ou domínio, que variam de sólido para sólido (Figura B 10).



(a) (b)

Figura B 10 - Definição das condições de fronteira: (a) definição das fronteiras associadas a cada face, (b) definição do tipo de fronteira ou domínio associada ao fluido ou sólido.

Na Figura B 10 (a) encontram-se as condições de fronteira (*Boundary Conditions*) que permite definir qual a fronteira associada a cada face do volume. Neste comando existe uma lista com diferentes terminologias que se podem optar consoante o tipo de estudo, conforme se observa na Figura B 10 (a). Conforme a Figura B 10 (b), o tipo de fronteira ou domínio (*Continuum Types*), para qualquer caso em estudo, diz respeito ao volume ocupado pelo fluido no interior do sólido, mais especificamente por onde o fluido circula, o que permite concluir que para os diferentes casos de estudo esta condição mantém-se inalterada. Este comando permite não só criar fronteiras líquidas como também fronteiras sólidas.

Para uma abordagem mais específica e científica, procede-se a uma explicação mais minuciosa sobre a criação de uma malha de cálculo numa das turbinas estudadas. Deste modo, opta-se por apresentar a geração da malha de cálculo na turbina hélice com quatro pás:

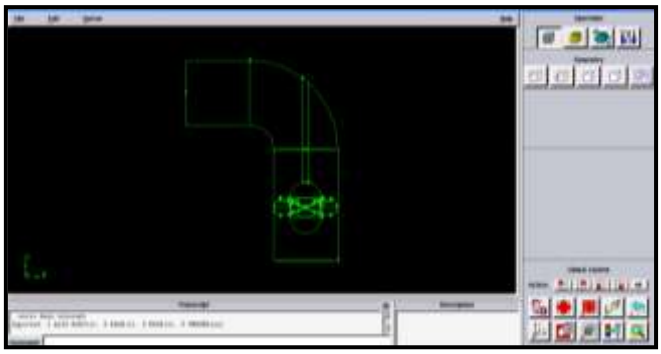
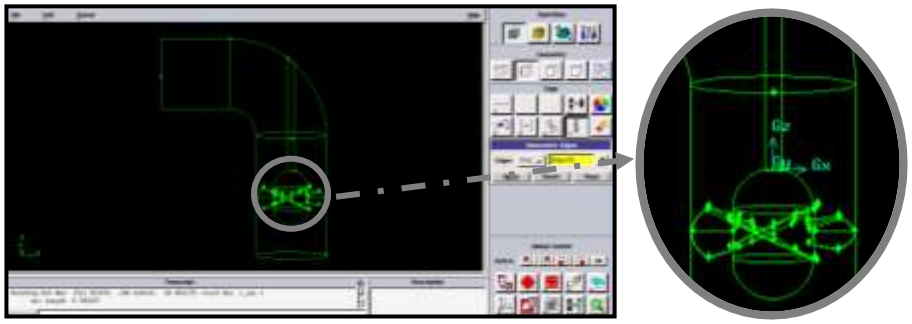


Figura B 11 - Turbina hélice com quatro pás importada pelo programa autocad.

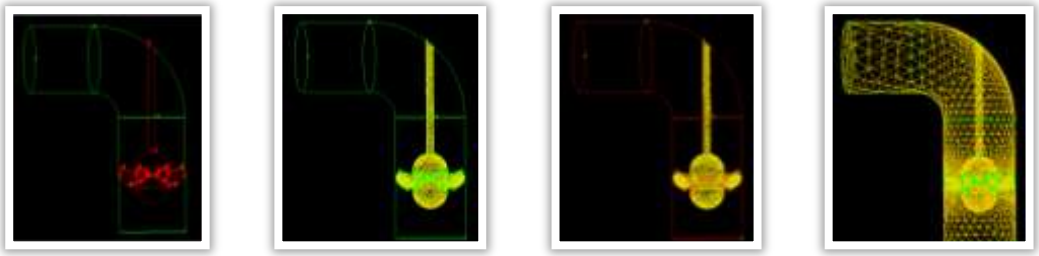
Partindo da concepção da hélice definida no programa autocad começa-se por exportar a geometria no formato *acis* para o programa GAMBIT (Figura B 11). De seguida, como o desenho transposto não assume quaisquer eixos de referência, aquando da sua criação, o programa de geração da malha submete a figura a um eixo qualquer, pelo que antes de se proceder a alguma alteração é necessário colocar o referencial num sítio conhecido. Como tal, partindo de uma figura geométrica conhecida, pertencente à turbina, escolhe-se o ponto de localização do eixo de coordenadas, que naturalmente irá corresponder ao eixo por onde a roda irá desempenhar o seu movimento rotacional (Figura B 12).



(a) (b)

Figura B 12 - Posição do eixo de coordenadas: (a) selecção da figura geométrica; (b) posição do eixo de rotação da roda.

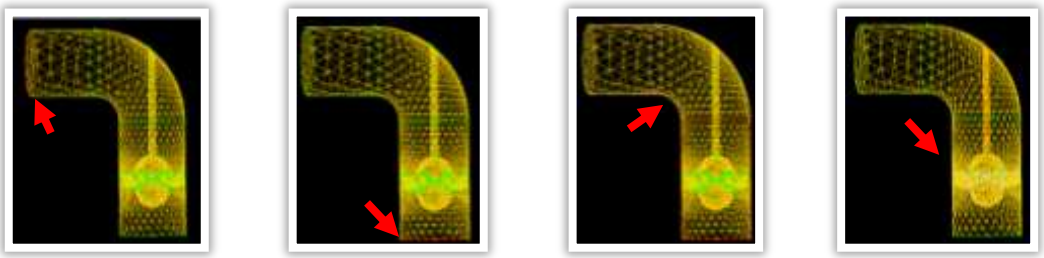
Localizado o eixo de coordenadas, procede-se à geração da malha nas faces mais condicionantes da turbina, que coincidem com as faces envolventes da roda. De acordo com a Figura B 13 (a) introduz-se como parâmetro de referência o valor escolhido por defeito pelo modelo. De seguida, cria-se uma função de distribuição baseada nas faces já previamente malhadas, e adoptam-se como índices de progressão e limite da malha 1,2 e 5,0 respectivamente, para o volume ocupado pelo fluido. Estes valores são aplicados para todas as turbinas em estudo.



(a) (b) (c) (d)

Figura B 13 - - Etapas da geração da malha de cálculo na turbina: (a) selecção das faces mais condicionantes; (b) criação da malha nas faces seleccionadas; (c) selecção do volume, após definida a função distribuição; (d) definição completa da malha no volume.

Preenchido todo o volume com a malha de cálculo, definem-se as condições de fronteira e de domínio do volume. Para o domínio selecciona-se o volume de cálculo e introduzu-se como condição de continuidade o domínio *FLUID*. Para as condições de fronteira válidas para qualquer turbina analisada definem-se: a fronteira de entrada como *Pressure_inlet*; a fronteira de saída como *Pressure_outlet*; a roda ou rotor como *Wall* e as restantes paredes sólidas por *Wall* (Figura B 14).



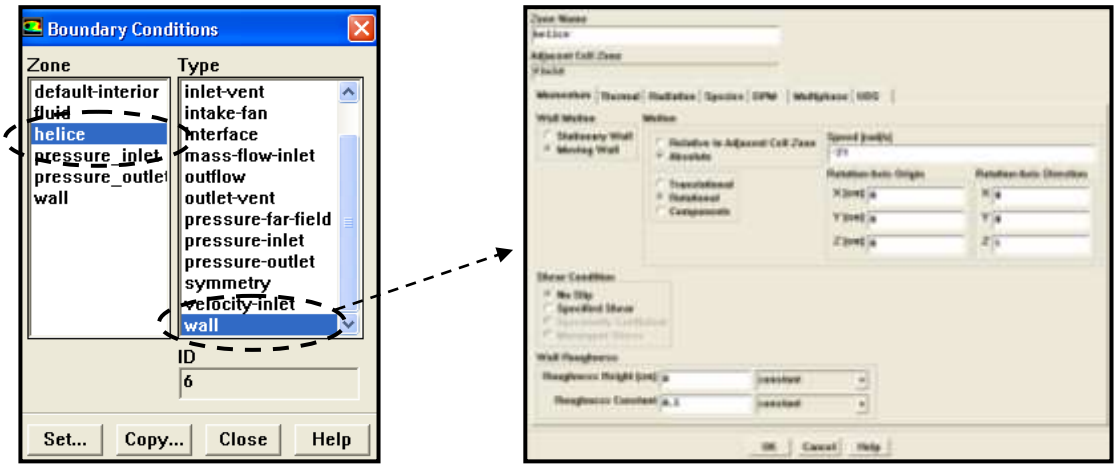
(a) (b) (c) (d)

Figura B 14 - Selecção das condições de fronteira: (a) face definida por *Pressure_inlet* (indicada a vermelho); (b) face definida por *Pressure_outlet* (indicada a vermelho); (c) faces definidas como *Wall* (todo o volume menos a hélice e o eixo); (d) faces definidas como *Wall* (hélice e eixo seleccionados).

A 3 – Modelação das turbinas

Da mesma forma que se cria a malha na turbina seleccionada, o mesmo se procede à especificação da modelação referente à turbina, implementando o mesmo processo relativo às restantes máquinas estudadas. Deste modo, começa-se por verificar a escala da turbina, uma vez que neste modelo é possível ajustar a escala de acordo com a realidade ou com o objectivo esperado, recorrendo ao comando *Scale Grid* no menu *Grid*. De seguida, define-se o tipo de fluido existente dentro do volume, que por defeito vem como sendo ar. Neste caso, a partir do comando *Define*, escolhe-se a opção *materials* e insere-se o fluido *Water-liquid,* que corresponde à densidade e viscosidade da água. Posteriormente escolhe-se o modelo de turbulência adoptado (k-ε), e procedem-se às especificações das condições de fronteira, onde cada uma depende do tipo de cálculo com a qual o dispositivo se adapta melhor. Através do comando *Define* e no subcomando *Boundary conditions*, impõem-se determinadas restrições/opções, como forma de cálculo iterativo de cada especificação de turbina. Contudo, as únicas alterações verificadas entre máquinas correspondem à fronteira mencionada por *Pressure_inlet*, que numas turbinas mantém-se inalterada,

noutras altera-se para *velocity_inlet*, devido às características de desempenho de cada uma. Para as restantes fronteiras o processo é sempre o mesmo, alterando apenas no valor imposto para a velocidade de rotação (Figura B 15).



(a) (b)

Figura B 15 - Condições de fronteira: (a) selecção da fronteira definida como hélice; (b) especificação da velocidade de rotação referente à fronteira hélice.

Na Figura B 15 selecciona-se a fronteira hélice ou rotor, no caso da turbina de deslocamento positivo, e especifica-se a velocidade de rotação e o movimento rotacional, em torno do eixo de coordenadas definido anteriormente, válido para todas as turbinas.

Figura B 16 - Selecção da condição de fronteira *fluid* como especificação *Water-liquid*.

Também o fluido definido como água é associado de igual forma para a condição de fronteira delimitada como *fluid*, que em todas as máquinas é equivalente (Figura B 16). Estabelecidas todas as condições de fronteira, desenvolve-se o processo iterativo, onde se indica uma ordem de grandeza relativamente elevada, de modo a que o número de iterações seja o suficiente para garantir a convergência da solução (Figura B 17).

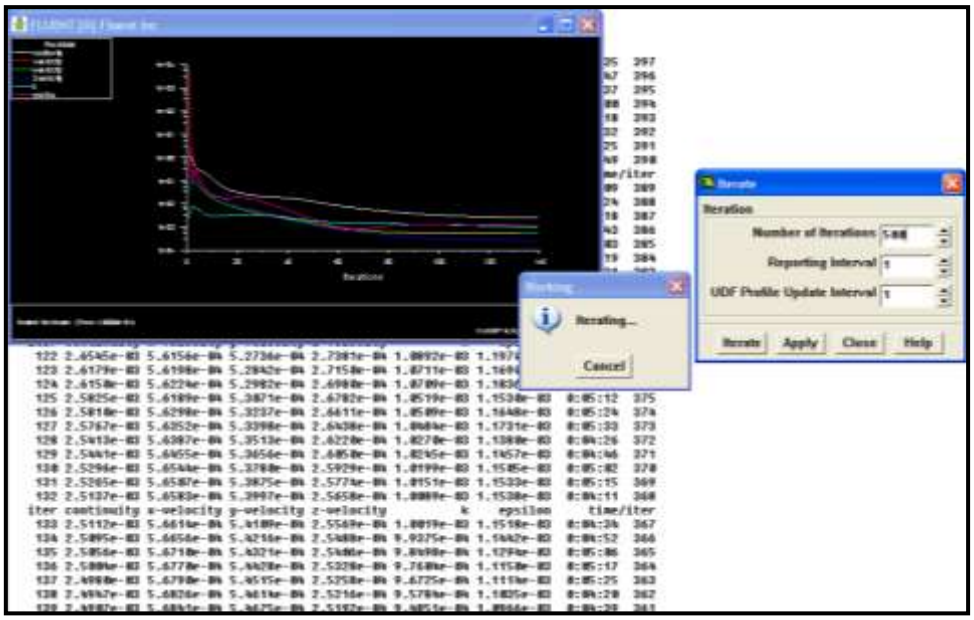


Figura B 17 - Método iterativo, equivalente a todas as turbinas.

Após finalizado o processo iterativo, através do comando Display, retiram-se os gráficos resultantes dos valores inseridos nas fronteiras, tais como os gráficos de velocidade, pressão, turbulência, tensão tangencial, entre outros.

C – Modelação matemática

C1 – Turbina de deslocamento positivo (PD)

Tabela C 1 - Valores de referência para a turbina de deslocamento positivo (PD).

Q (m^3/s)	P_e (Pa)	Q_{ef} (m^3/s)	M (N.m)	w (rad/s)	P_{mec} (W)	h (m)	P_h (W)	η (%)
0.047	140000	0.048	-124.2	-45	5589	13.73	6441	87
0.058	200000	0.057	-176.9	-50	8845	19.57	10934	81
0.021	30000	0.021	-26.6	-20	533	2.95	612	87
0.028	50000	0.028	-44.2	-20	884	4.90	1344	66
0.028	28000	0.022	-25.0	-20	500	2.75	593	84
0.036	80000	0.036	-71.0	-30	2129	7.85	2737	78
0.036	70000	0.033	-62.0	-30	1859	6.86	2218	84
0.036	90000	0.038	-81.0	-30	2430	8.82	3284	74
0.017	20000	0.017	-17.8	-15	266	1.96	327	81
0.017	15000	0.016	-13.2	-15	198	1.48	231	86
0.012	10000	0.012	-8.9	-10	89	0.98	113	79
0.012	10000	0.012	-8.9	-8	71	0.98	113	63
0.064	250000	0.065	-221.2	-60	13272	24.47	15470	86
0.035	60000	0.033	-53.3	-30	1600	5.89	1904	84
0.025	40000	0.025	-35.0	-25	875	3.93	963	91
0.028	50000	0.028	-44.4	-25	1110	4.91	1347	82
0.030	65000	0.032	-57.0	-30	1710	6.38	2001	85
0.038	60000	0.031	-53.0	-20	1060	5.88	1785	59
0.035	45000	0.026	-45.0	-20	900	4.42	1125	80
0.030	70000	0.033	-61.8	-20	1237	6.85	2233	55
0.023	40000	0.025	-36.0	-20	720	3.93	962	75
0.020	30000	0.021	-26.5	-15	398	2.94	605	66
0.013	18000	0.016	-15.0	-15	225	1.77	277	81
0.025	25000	0.019	-23.4	-15	351	2.46	464	76
0.030	35000	0.023	-28.0	-15	420	3.43	774	54
0.015	20000	0.017	-17.7	-10	177	1.96	327	54
0.020	30000	0.021	-26.5	-10	265	2.94	614	43
0.015	15000	0.015	-13.3	-10	133	1.30	186	72
0.018	18000	0.016	-16.0	-10	160	1.77	277	58
0.040	100000	0.040	-86.0	-30	2580	9.79	3837	67

Tabela C 2 - Coeficientes de queda e de caudal, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 96 rpm.

N=96 rpm						
n_{sqt}	H (m)	Q (m3/s)	ψt	ϕt	η (%)	H/Ho
10	0.98	0.012	4.70	0.010	79	0.3
11	1.96	0.017	4.16	0.010	54	0.7
9	2.94	0.021	6.24	0.012	43	1.0
14	1.30	0.015	2.76	0.008	72	0.4
12	1.77	0.016	3.75	0.009	58	0.6

Tabela C 3 - Coeficientes de queda e de caudal, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 143 rpm.

N=143 rpm						
n_{sqt}	H (m)	Q (m3/s)	ψt	ϕt	η (%)	H/Ho
11	1.96	0.017	4.17	0.010	81	0.7
14	1.48	0.016	3.13	0.009	86	0.5
9	2.94	0.021	6.24	0.012	66	1.0
12	1.77	0.016	3.75	0.009	81	0.6
10	2.46	0.019	5.21	0.011	76	0.8
9	3.43	0.023	7.29	0.013	54	1.2

Tabela C 4 - Coeficientes de queda e de caudal, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 191 rpm.

N=191 rpm						
n_{sqt}	H (m)	Q (m3/s)	ψt	ϕt	η (%)	H/Ho
12	2.95	0.021	3.52	0.009	87	1.0
10	4.90	0.028	5.85	0.012	66	1.7
13	2.75	0.022	3.29	0.009	84	0.9
9	5.88	0.031	7.01	0.013	59	2.0
10	4.42	0.026	5.27	0.011	80	1.5
11	3.93	0.025	4.69	0.011	75	1.3

Tabela C 5 - Coeficientes de queda e de caudal, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 287 rpm.

N=287 rpm						
n_{sqt}	H (m)	Q (m3/s)	ψt	ϕt	η (%)	H/Ho
12	7.85	0.036	4.16	0.010	78	2.7
12	6.86	0.033	3.64	0.009	84	2.3
11	8.82	0.038	4.68	0.011	74	3.0
14	5.89	0.033	3.12	0.009	84	2.0
13	6.38	0.032	3.39	0.009	85	2.2
10	9.79	0.040	5.19	0.011	67	3.3

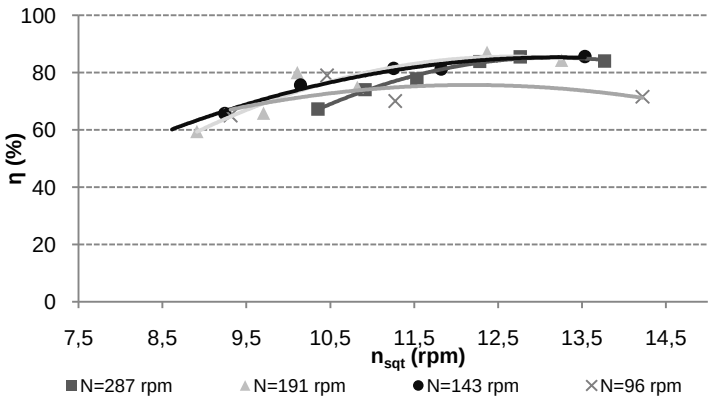


Gráfico C 1 - Curvas características da turbina de deslocamento positivo para quatro velocidades de rotação.

C2 – Turbina hélice tubular com cinco pás

Tabela C 6 - Valores de referência para a turbina hélice tubular com cinco pás.

v (m/s)	Q (m^3/s)	Q_{ef} (m^3/s)	M (N.m)	w (rad/s)	P_{mec} (w)	h (m)	P_h (W)	η (%)
2.55	0.020	0.020	-5.7	-140	798	6.36	1246	64
2.00	0.016	0.015	-3.5	-140	490	3.92	588	83
2.29	0.018	0.018	-4.6	-140	647	5.19	893	72
1.91	0.015	0.015	-3.1	-140	440	3.56	505	87
1.66	0.013	0.013	-2.5	-140	351	2.86	361	97
3.82	0.030	0.029	-12.7	-140	1778	14.03	3987	45
6.37	0.050	0.049	-36.0	-140	5044	39.55	18990	27
1.78	0.014	0.014	-2.8	-100	283	3.18	427	66
1.27	0.010	0.010	-1.5	-100	147	1.68	163	90
1.21	0.010	0.009	-1.1	-100	110	1.43	129	85
1.91	0.015	0.015	-3.4	-100	340	3.55	504	67
2.55	0.020	0.019	-5.2	-100	520	6.09	1141	46
1.15	0.009	0.008	-1.0	-90	90	1.21	99	91
1.08	0.009	0.008	-1.0	-90	90	1.17	94	96
1.27	0.010	0.010	-1.6	-90	141	2.18	211	67
1.21	0.010	0.009	-1.3	-90	121	1.86	167	72
1.24	0.010	0.009	-1.4	-90	129	1.98	184	70
1.53	0.012	0.011	-2.0	-90	180	2.89	324	56
1.91	0.015	0.015	-3.4	-120	408	4.66	667	61
1.66	0.013	0.013	-2.7	-120	324	3.71	472	69
1.53	0.012	0.011	-2.1	-120	252	2.89	325	78
1.78	0.014	0.014	-3.0	-120	362	4.15	558	65
1.72	0.014	0.013	-2.7	-120	323	3.71	471	69
1.40	0.011	0.011	-1.8	-120	218	2.53	272	80
1.59	0.013	0.012	-2.4	-120	286	3.29	393	73
1.27	0.010	0.010	-1.5	-120	180	2.18	212	85
1.40	0.011	0.011	-1.8	-120	218	2.53	264	83
1.53	0.012	0.011	-2.0	-110	216	2.22	250	86
1.78	0.014	0.014	-2.8	-110	311	3.19	428	73
0.95	0.008	0.008	-0.9	-80	70	1.00	74	93
0.89	0.007	0.007	-0.7	-70	48	0.79	53	91
0.83	0.007	0.006	-0.6	-60	34	0.64	38	88
0.76	0.006	0.006	-0.5	-60	30	0.58	33	91

Tabela C 7 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 860 rpm.

N=860 rpm							
n_{sqt}	H (m)	ψt	ϕt	Π	η (%)	H/Ho	Q/Qo
68	1.21	5.76	0.59	0.813	91	0.4	0.7
77	1.17	4.54	0.52	0.813	96	0.4	0.6
53	2.18	8.42	0.62	1.277	67	0.8	0.8
57	1.86	7.19	0.58	1.090	72	0.7	0.7
56	1.98	7.67	0.59	1.163	70	0.7	0.7

Tabela C 8 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 955 rpm.

N=955 rpm							
n_{sqt}	H (m)	ψt	ϕt	Π	η (%)	H/Ho	Q/Qo
47	3.18	12.31	0.86	2.558	66	1.1	1.1
64	1.68	6.50	0.62	1.329	90	0.6	0.8
71	1.43	5.54	0.60	0.994	85	0.5	0.7
45	3.55	13.72	0.94	3.073	67	1.2	1.2
35	6.09	23.57	1.26	4.700	46	2.1	1.6

Tabela C 9 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 1146 rpm.

N=1146 rpm							
n_{sqt}	H (m)	ψt	ϕt	Π	η (%)	H/Ho	Q/Qo
41	3.71	14.33	0.82	2.928	69	1.3	1.0
46	2.89	11.20	0.72	2.278	78	1.0	0.9
39	4.15	16.04	0.86	3.275	65	1.5	1.1
41	3.71	14.33	0.81	2.917	69	1.3	1.0
50	2.53	9.78	0.69	1.974	80	0.9	0.9
43	3.29	12.71	0.77	2.581	73	1.2	0.9
53	2.18	8.45	0.62	1.627	85	0.8	0.8
49	2.53	9.78	0.67	1.974	83	0.9	0.8

Tabela C 10 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 1337rpm.

N=1337 rpm							
n_{sqt}	H (m)	ψt	ϕt	Π	η (%)	H/Ho	Q/Qo
47	6.36	12.55	0.90	7.212	64	2.2	1.6
59	3.92	7.74	0.69	4.428	83	1.4	1.2
52	5.19	10.24	0.79	5.846	72	1.8	1.4
63	3.56	7.02	0.67	3.973	87	1.2	1.2
69	2.86	5.64	0.58	3.176	97	1.0	1.0
31	14.03	27.69	1.30	16.069	45	4.9	2.2
19	39.55	78.05	2.20	45.588	27	13.8	3.8

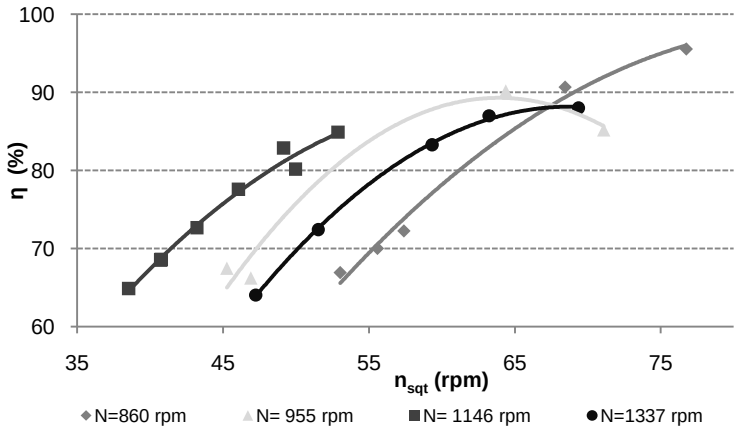


Gráfico C 2 - Curvas características da hélice com cinco pás para quatro velocidades de rotação.

C3 – Turbina hélice tubular com quatro pás

Tabela C 11 - Valores de referência para a turbina hélice tubular com quatro pás.

v (m/s)	Q (m^3/s)	Q_{ef} (m^3/s)	M (N.m)	w (rad/s)	P_{mec} (W)	h (m)	P_h (W)	η (%)
0.64	0.005	0.005	-0.23	-21	4.8	0.19	9.2	53
0.67	0.005	0.005	-0.26	-21	5.4	0.21	10.7	51
0.51	0.004	0.004	-0.16	-21	3.4	0.12	4.7	72
0.42	0.003	0.003	-0.11	-21	2.2	0.08	2.7	83
0.69	0.005	0.005	-0.24	-21	5.0	0.22	11.3	45
0.55	0.004	0.004	-0.17	-21	3.6	0.14	5.7	62
0.32	0.003	0.003	-0.05	-21	1.1	0.05	1.2	93
0.36	0.003	0.003	-0.07	-21	1.5	0.06	1.7	90
0.38	0.003	0.003	-0.08	-21	1.7	0.07	2.0	86
0.42	0.003	0.003	-0.10	-7	0.7	0.08	2.6	28
0.51	0.004	0.004	-0.15	-7	1.1	0.12	4.6	23
0.32	0.003	0.002	-0.06	-7	0.4	0.05	1.2	36
0.23	0.002	0.002	-0.03	-7	0.2	0.03	0.5	48
0.15	0.001	0.001	-0.01	-7	0.1	0.01	0.1	68
0.69	0.005	0.005	-0.27	-7	2.0	0.22	11.3	17
0.53	0.004	0.004	-0.16	-31	4.9	0.13	5.4	91
0.48	0.004	0.004	-0.13	-31	3.9	0.11	4.1	97
0.51	0.004	0.004	-0.14	-31	4.4	0.12	4.7	95
0.69	0.005	0.005	-0.26	-31	8.0	0.22	11.5	70
0.64	0.005	0.005	-0.23	-31	7.1	0.19	9.2	77
0.57	0.005	0.004	-0.18	-31	5.6	0.15	6.6	86
0.62	0.005	0.005	-0.22	-31	6.6	0.18	8.4	79
0.69	0.005	0.005	-0.27	0	0.0	0.21	11.3	0
0.38	0.003	0.003	-0.08	-7	0.6	0.07	2.0	30
0.25	0.002	0.002	-0.04	-7	0.3	0.03	0.6	44
0.19	0.002	0.002	-0.02	-7	0.1	0.02	0.3	54
0.45	0.004	0.004	-0.11	-21	2.3	0.09	3.2	71

Tabela C 12 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 70 rpm.

N=70 rpm							
n_{sqt}	H (m)	Q (m3/s)	ψt	ϕt	Π	Q/Qo	H/Ho
26	0.08	0.003	58.88	2.80	4.579	1.3	1.6
22	0.12	0.004	85.25	3.40	1.969	1.6	2.4
34	0.05	0.002	35.19	2.13	2.909	1.0	1.0
46	0.03	0.002	18.84	1.53	1.144	0.7	0.5
66	0.01	0.001	8.60	1.00	0.590	0.5	0.2
16	0.22	0.005	154.99	4.60	0.249	2.1	4.3
28	0.07	0.003	49.32	2.55	5.303	1.2	1.4
42	0.03	0.002	22.77	1.70	13.343	0.8	0.6
54	0.02	0.002	13.30	1.29	10.591	0.6	0.4

Tabela C 13 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 200 rpm.

N=200 rpm							
n_{sqt}	H (m)	Q (m3/s)	ψt	ϕt	Π	Q/Qo	H/Ho
49	0.19	0.005	16.55	1.49	13.003	2.0	3.8
47	0.21	0.005	18.31	1.58	14.699	2.1	4.2
62	0.12	0.004	10.56	1.19	9.046	1.6	2.4
74	0.08	0.003	7.33	0.98	5.936	1.3	1.7
46	0.22	0.005	19.00	1.60	13.569	2.1	4.3
58	0.14	0.004	12.13	1.28	9.611	1.7	2.8
95	0.05	0.003	4.39	0.75	3.053	1.0	1.0
85	0.06	0.003	5.47	0.84	4.127	1.1	1.2
81	0.07	0.003	6.04	0.88	4.579	1.2	1.4
69	0.09	0.004	8.34	1.05	1.969	1.4	1.9

Tabela C 14 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 295 rpm.

N=295 rpm							
n_{sqt}	H (m)	Q (m3/s)	ψt	ϕt	Π	Q/Qo	H/Ho
87	0.13	0.004	5.38	0.85	13.343	1.7	2.7
96	0.11	0.004	4.42	0.77	10.591	1.5	2.2
91	0.12	0.004	4.89	0.81	12.008	1.6	2.4
68	0.22	0.005	8.83	1.09	21.682	2.1	4.4
73	0.19	0.005	7.66	1.01	19.180	2.0	3.8
81	0.15	0.004	6.11	0.90	15.198	1.8	3.0
75	0.18	0.005	7.18	0.98	17.929	1.9	3.6

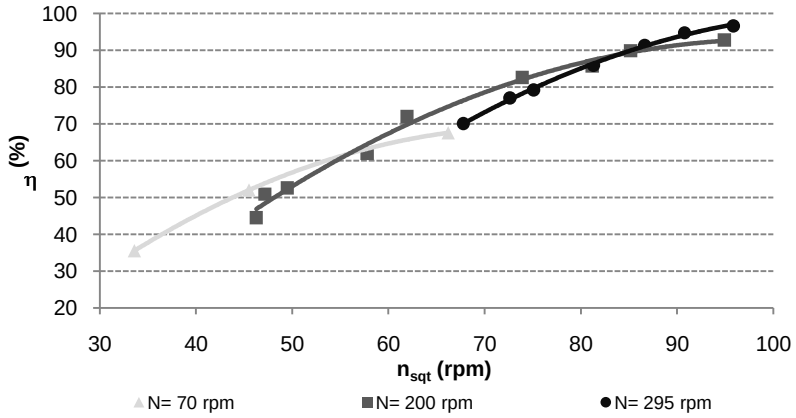


Gráfico C 3 - Curvas características da hélice com quatro pás para três velocidades de rotação.

C4 – Turbina hélice com evoluta

Tabela C 15 - Valores de referência para a turbina hélice com evoluta.

Q (m^3/s)	P_e (Pa)	Q_{ef} (m^3/s)	M (N.m)	w (rad/s)	P_{mec} (W)	h (m)	P_h (W)	η (%)
0.063	40000	0.061	-19	-100	1880	3.02	1806	97
0.070	50000	0.068	-24	-100	2364	3.78	2516	94
0.070	45000	0.065	-21	-100	2120	3.40	2165	98
0.073	60000	0.073	-28	-120	3326	4.43	3171	97
0.080	70000	0.080	-33	-120	3936	5.22	4096	96
0.084	85000	0.086	-39	-140	5443	6.20	5227	97
0.100	100000	0.095	-48	-140	6665	7.57	7048	95
0.200	300000	0.160	-145	-175	25375	22.80	35746	71
0.160	300000	0.163	-143	-175	25025	22.50	35824	70
0.120	200000	0.130	-90	-175	15820	14.36	18290	86
0.036	10000	0.031	-5	-50	230	0.75	229	95
0.036	15000	0.037	-7	-50	328	1.06	386	85
0.075	60000	0.074	-28	-100	2830	4.50	3261	87
0.080	70000	0.080	-33	-100	3294	5.22	4068	81
0.055	35000	0.055	-13	-100	1340	2.53	1365	98
0.085	80000	0.085	-38	-100	3767	5.95	4955	76
0.090	90000	0.090	-42	-100	4249	6.70	5899	72
0.115	150000	0.115	-71	-100	7115	11.13	12581	57
0.115	150000	0.116	-71	-100	7144	11.18	12661	56
0.125	250000	0.142	-111	-100	11129	17.38	24188	46
0.145	250000	0.149	-121	-100	12095	18.85	27520	44
0.090	80000	0.085	-38	-120	4568	6.05	5040	91
0.100	90000	0.091	-43	-120	5152	6.81	6071	85
0.100	100000	0.095	-48	-120	5737	7.57	7044	81
0.100	120000	0.104	-58	-120	6906	9.08	9255	75
0.130	150000	0.116	-72	-120	8665	11.36	12910	67
0.150	200000	0.134	-97	-120	11604	15.16	19906	58
0.100	180000	0.117	-75	-175	13207	12.00	13758	96
0.180	400000	0.187	-191	-175	33359	29.80	54617	61
0.200	500000	0.209	-239	-175	41843	37.29	76194	55
0.250	700000	0.250	-343	-175	59973	53.25	130342	46
0.130	250000	0.143	-112	-175	19670	17.73	24846	79
0.130	200000	0.132	-94	-175	16492	14.88	19248	86
0.120	180000	0.125	-83	-175	14600	13.20	16170	90

Tabela C 16 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 900 rpm.

N=900 rpm							
n_{sqt}	H (m)	Q (m^3/s)	ψt	ϕt	Π	Q/Q_o	H/H_o
92	3.78	0.068	3.65	0.53	1.83	1.2	1.5
102	3.02	0.060	2.92	0.47	1.64	1.1	1.2
97	3.40	0.065	3.29	0.51	0.83	1.2	1.3
84	4.50	0.074	4.35	0.58	0.80	1.3	1.8
78	5.22	0.080	5.04	0.63	2.58	1.4	2.1
112	2.53	0.055	2.45	0.43	3.05	1.0	1.0
73	5.95	0.085	5.75	0.67	4.22	1.5	2.3
69	6.70	0.090	6.47	0.71	5.17	1.6	2.6

Tabela C 17 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 1146 rpm.

N=1146 rpm							
n_{sqt}	H (m)	Q (m^3/s)	ψt	ϕt	Power Nº	Q/Q_o	H/H_o
101	4.43	0.073	2.98	0.48	1.49	1.3	1.7
137	5.22	0.080	1.65	0.36	1.77	1.5	2.1
126	6.05	0.085	1.91	0.38	2.44	1.5	2.4
120	6.81	0.091	2.15	0.41	2.99	1.7	2.7
113	7.57	0.095	2.39	0.43	11.38	1.7	3.0
103	9.08	0.104	2.87	0.47	11.22	1.9	3.6
92	11.36	0.116	3.59	0.52	7.10	2.1	4.5
80	15.16	0.134	4.79	0.60	0.10	2.4	6.0

Tabela C 18 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 1671 rpm.

N=1671 rpm							
n_{sqt}	H (m)	Q (m^3/s)	ψt	ϕt	Π	Q/Q_o	H/H_o
65	22.50	0.163	7.10	0.73	3.62	3.0	8.9
64	22.80	0.160	7.20	0.72	2.29	2.9	9.0
82	14.36	0.130	4.53	0.58	0.03	2.4	5.7
89	12.00	0.117	3.79	0.53	0.05	2.1	4.7
57	29.80	0.187	9.41	0.84	0.41	3.4	11.8
73	17.73	0.143	5.60	0.64	0.48	2.6	7.0
80	14.88	0.132	4.70	0.59	0.19	2.4	5.9
85	13.20	0.125	4.17	0.56	0.54	2.3	5.2

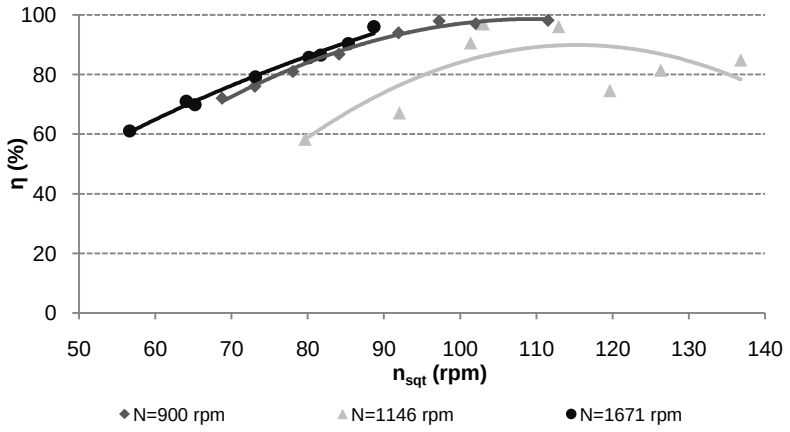


Gráfico C 4 - Curvas características da hélice com evoluta para três velocidades de rotação.

C5 – Bomba a funcionar como turbina

Tabela C 19 - Valores de referência para a bomba como turbina.

h	h_{max}	Q (m^3/s)	M (N.m)	w (rad/s)	P_{mec} (W)	h (m)	P_h (W)	η (%)
4	4.08	0.045	-62.4	-80	4990	15.17	6629	75
2	2.04	0.028	-22.8	-80	1821	7.68	2137	85
5	5.10	0.052	-86.4	-80	6912	18.88	9621	72
1	1.02	0.016	-3.2	-80	259	3.90	612	42
3	3.06	0.037	-40.6	-80	3245	11.44	4140	78
5	5.10	0.051	-64.0	-100	6403	14.18	7086	90
4	4.08	0.044	-47.7	-100	4766	11.39	4911	97
2	2.04	0.027	-14.6	-100	1458	5.78	1552	94
3	3.06	0.036	-27.3	-100	2730	8.59	3071	89
7	7.14	0.063	-101.9	-100	10188	19.74	12148	84
8	8.16	0.068	-122.2	-100	12224	22.51	15000	81
15	15.31	0.098	-272.3	-100	27231	41.87	40375	67
6	6.12	0.057	-82.7	-100	8274	16.96	9507	87
5	5.10	0.044	-32.9	-150	4941	14.42	6218	79
4	4.08	0.037	-20.4	-150	3059	11.59	4225	72
3	3.06	0.030	-8.6	-150	1283	8.74	2570	50
6	6.12	0.049	-46.0	-150	6899	17.25	8350	83
7	7.14	0.055	-59.3	-150	8897	20.07	10778	83
8	8.16	0.060	-72.9	-150	10935	22.88	13456	81
1	1.02	0.008	-0.5	-50	27	0.98	79	34
2	1.53	0.011	-2.9	-50	143	1.45	159	89

Tabela C 20 - Coeficientes de queda e de caudal, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 800 rpm.

N=800 rpm							
n_{sqt}	H (m)	Q (m^3/s)	ψt	ϕt	η (%)	H/H_o	Q/Q_o
21	15.17	0.045	16.46	0.27	75	1.3	1.0
28	7.68	0.028	8.33	0.17	85	0.7	0.6
19	18.88	0.052	20.49	0.31	72	1.7	1.2
35	3.90	0.016	4.24	0.10	42	0.3	0.4
24	11.44	0.037	12.42	0.22	78	1.0	0.8

Tabela C 21 - Coeficientes de queda e de caudal, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 1000 rpm.

N=1000 rpm							
n_{sqt}	H (m)	Q (m^3/s)	ψt	ϕt	η (%)	H/H_o	Q/Q_o
30	14.18	0.051	9.85	0.24	90	1.2	1.2
32	11.39	0.044	7.91	0.21	97	1.0	1.0
42	5.78	0.027	4.01	0.13	94	0.5	0.6
36	8.59	0.036	5.97	0.17	89	0.8	0.8
26	19.74	0.063	13.71	0.30	84	1.7	1.4
24	22.51	0.068	15.63	0.33	81	2.0	1.5
27	16.96	0.057	11.78	0.27	67	1.5	1.3
88	0.98	0.008	0.68	0.04	34	0.1	0.2
76	1.45	0.011	1.01	0.05	89	0.1	0.3

Tabela C 22 - Coeficientes de queda e de caudal, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 1500 rpm.

N=1500 pm							
n_{sqt}	H (m)	Q (m^3/s)	ψt	ϕt	η (%)	H/H_o	Q/Q_o
44	11.59	0.037	3.58	0.12	72	1.0	0.8
49	8.74	0.030	2.70	0.10	50	0.8	0.7
38	17.25	0.049	5.32	0.16	83	1.5	1.1
35	20.07	0.055	6.20	0.17	83	1.8	1.2
34	22.88	0.060	7.06	0.19	81	2.0	1.4

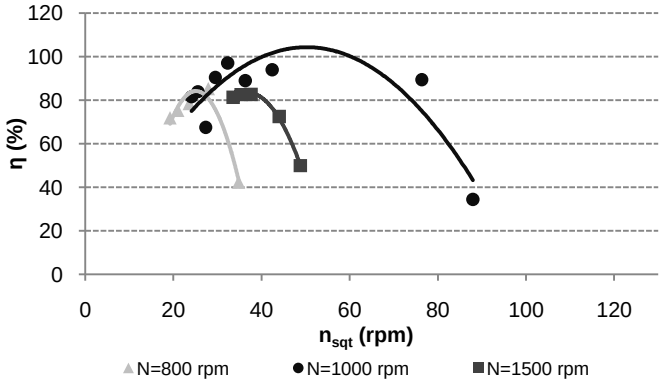
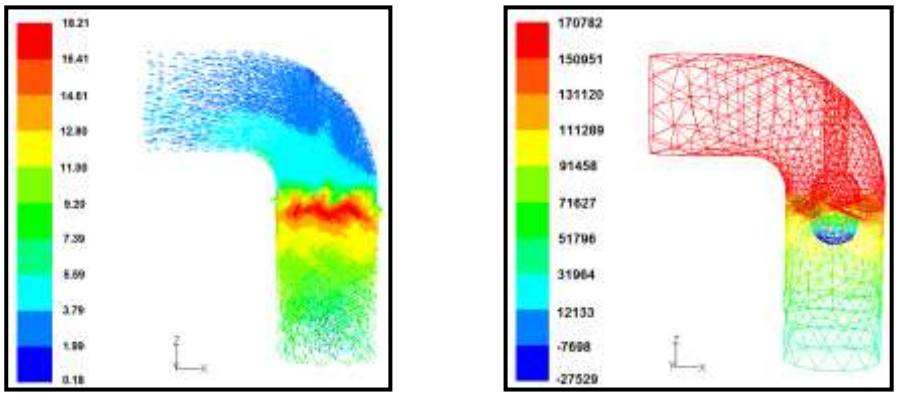


Gráfico C 5 - Curvas características da bomba a funcionar como turbina para três velocidades de rotação.

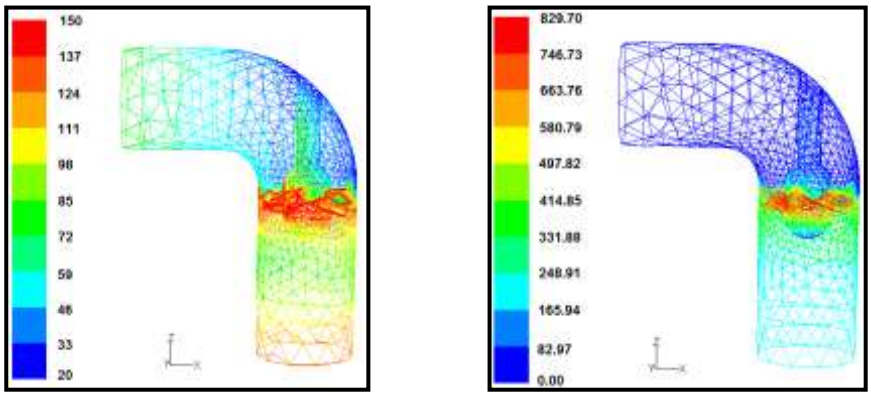
D – Hélice tubular com diâmetro de 200 mm

D1 – Hélice tubular com cinco pás



(a) (b)

Figura D 1 - Hélice com cinco pás: (a) variação de vectores de velocidade; (b) pressão total (Pa).



(a) (b)

Figura D 2 - Hélice com cinco pás: (a) variação de intensidade de turbulência (%); (b) tensão tangencial (Pa).

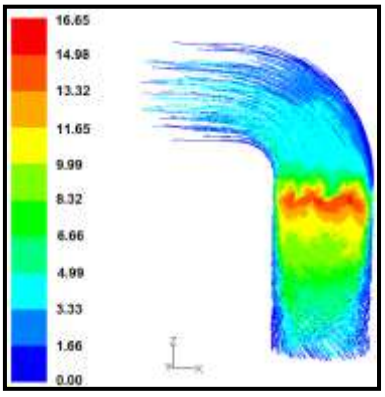
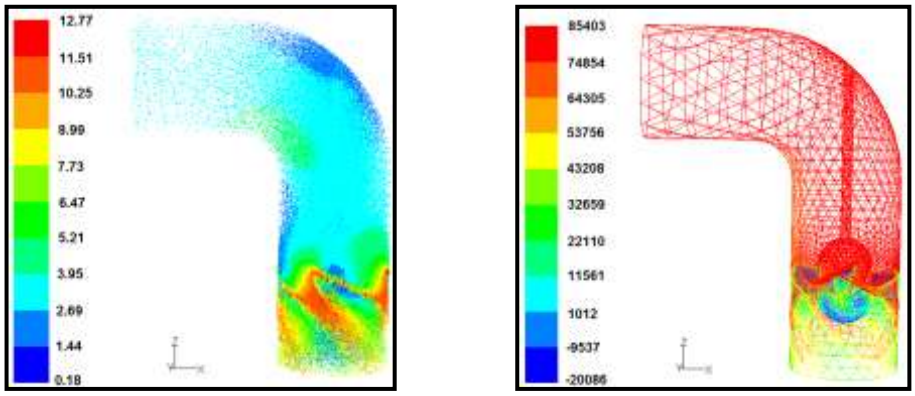


Figura D 3 - Trajectórias pela magnitude das velocidades (m/s).

Tabela D 1 - Valores de referência para a turbina hélice de cinco pás, com D=200mm.

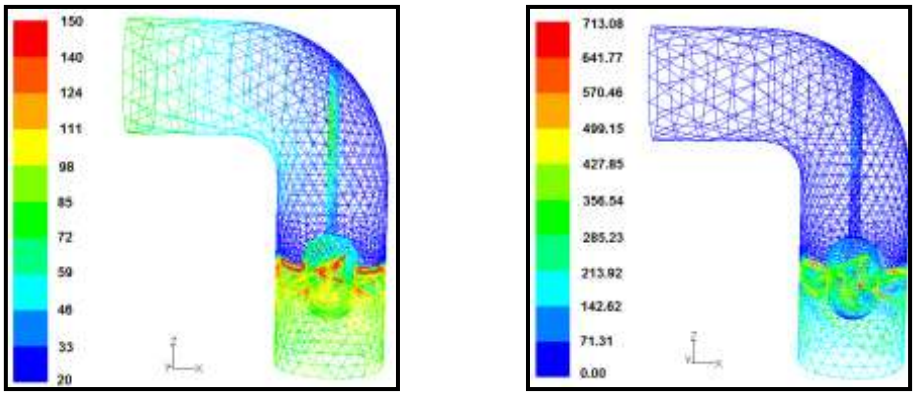
v (m/s)	Q (m^3/s)	Q_{ef} (m^3/s)	M (N.m)	w (rad/s)	P_{mec} (W)	h (m)	P_h (w)	η (%)
3.50	0.110	0.107	-85.6	-140	11977	11.92	12500	96
4.00	0.126	0.122	-111.9	-140	15672	15.54	18582	84
4.50	0.141	0.137	-141.9	-140	19866	19.61	26329	75
5.00	0.157	0.153	-175.3	-140	24548	24.21	36300	68
6.50	0.204	0.199	-296.8	-140	41552	40.79	79365	52
2.55	0.080	0.078	-45.4	-100	4540	6.35	4851	94
3.00	0.094	0.092	-63.0	-100	6300	8.75	7892	80
3.50	0.110	0.107	-85.8	-100	8580	11.87	12449	69
4.00	0.126	0.122	-112.3	-100	11226	15.50	18532	61
4.50	0.141	0.137	-142.2	-100	14223	19.59	26299	54
3.00	0.094	0.092	-63.8	-120	7660	8.77	7905	97
3.50	0.110	0.107	-85.7	-120	10284	11.90	12478	82
4.00	0.126	0.122	-112.1	-120	13452	15.52	18556	72
4.50	0.141	0.137	-142.1	-120	17052	19.61	26323	65
5.00	0.157	0.153	-175.5	-120	21060	24.17	36242	58
4.80	0.151	0.147	-162.0	-120	19440	22.28	32098	61
3.80	0.119	0.116	-101.1	-120	12133	14.02	15939	76
2.55	0.080	0.078	-45.5	-90	4091	6.34	4845	84
2.30	0.072	0.070	-36.9	-90	3321	5.17	3548	94
3.00	0.094	0.092	-63.0	-90	5673	8.75	7892	72
3.50	0.110	0.107	-86.0	-90	7740	11.87	12443	62
4.00	0.126	0.122	-112.3	-90	10107	15.49	18520	55
3.80	0.119	0.116	-101.3	-90	9118	13.98	15896	57

D2 – Hélice tubular com quatro pás



(a) (b)

Figura D 4 - Hélice com quatro pás: (a) variação de vectores de velocidade; (b) pressão total (Pa).



(a) (b)

Figura D 5 - Hélice com quatro pás: (a) variação de intensidade de turbulência (%); (b) tensão tangencial (Pa).

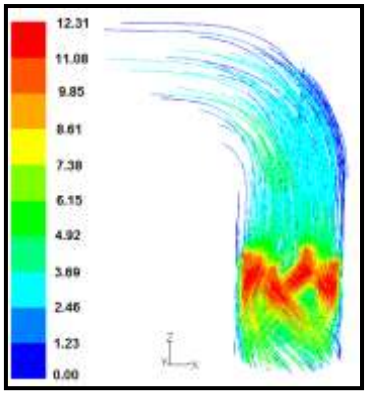


Figura D 6 - Trajectórias pela magnitude das velocidades (m/s).

Tabela D 2 - Valores de referência para a turbina hélice de quatro pás, com D=200mm.

v (m/s)	Q (m^3/s)	Q_{ef} (m^3/s)	M (N.m)	w (rad/s)	P_{mec} (W)	h (m)	P_h (w)	η (%)
0.89	0.007	0.028	-3.6	-21	75	0.35	95	80
1.02	0.008	0.032	-4.7	-21	98	0.46	142	69
1.38	0.011	0.043	-8.1	-21	170	0.82	344	49
1.09	0.009	0.034	-5.6	-21	117	0.52	175	67
0.76	0.006	0.024	-2.6	-21	54	0.26	59	92
0.70	0.006	0.022	-2.1	-21	44	0.22	47	94
1.15	0.009	0.036	-5.4	-21	113	0.58	202	56
0.42	0.003	0.013	-0.8	-7	6	0.08	10	57
0.51	0.004	0.016	-1.2	-7	9	0.12	18	48
0.32	0.003	0.010	-0.5	-7	4	0.05	5	78
0.23	0.002	0.007	-0.2	-7	2	0.03	2	96
0.25	0.002	0.008	-0.3	-7	2	0.03	2	87
0.69	0.005	0.022	-2.2	-7	16	0.21	44	36
1.07	0.008	0.033	-4.5	-31	139	0.50	163	85
1.45	0.011	0.045	-9.8	-31	303	0.91	405	75
1.53	0.012	0.048	-10.7	-31	331	1.02	475	70
2.06	0.016	0.064	-18.0	-31	556	1.87	1172	47
1.91	0.015	0.060	-16.0	-31	494	1.60	935	53
1.72	0.014	0.054	-13.7	-31	423	1.28	673	63
1.25	0.010	0.039	-7.3	-31	226	0.68	261	86
0.69	0.005	0.022	-2.2	0	0	0.21	44	0

E – Modelação física

E1 – Hélice tubular com cinco pás

Tabela E 1 - Valores experimentais para a turbina hélice.

Q (l/s)	Q (m^3/s)	M (N.m)	w (rad/s)	P_{mec} (W)	H (m)	P_h (W)	η (%)
5.2	0.0052	0.11	21	2	0.14	7	33
4.9	0.0049	0.11	21	2	0.13	6	35
4.5	0.0045	0.09	21	2	0.10	4	43
4.2	0.0042	0.07	21	2	0.09	4	41
4.5	0.0045	0.03	23	1	0.06	3	29
5.2	0.0052	0.12	10	1	0.16	8	15
4.9	0.0049	0.14	10	1	0.14	7	21
4.5	0.0045	0.12	10	1	0.12	5	24
3.4	0.0034	0.07	10	1	0.07	2	31
4.2	0.0042	0.11	10	1	0.11	5	24
3.7	0.0037	0.08	10	1	0.09	3	24
5.2	0.0052	0.06	28	2	0.10	5	33
4.9	0.0049	0.04	28	1	0.09	4	24
5.2	0.0052	0.25	7	2	0.19	10	19
4.9	0.0049	0.21	7	2	0.17	8	19
4.5	0.0045	0.18	7	1	0.15	7	20
3.4	0.0034	0.09	7	1	0.10	3	21
2.5	0.0025	0.04	7	0	0.06	1	20
3.7	0.0037	0.14	7	1	0.07	3	39
3.4	0.0034	0.03	16	1	0.06	2	26
4.2	0.0042	0.08	16	1	0.13	5	24
3.7	0.0037	0.05	16	1	0.08	3	29
2.5	0.0025	0.04	5	0	0.05	1	18

Tabela E 2 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 100 rpm.

N=100rpm								
n_{sqt}	H (m)	Q (m^3/s)	ψt	ϕt	Π	η (%)	Q/Qo	H/Ho
77	0.16	0.0052	7.74	1.16	0.00001	15	1.2	1.8
83	0.14	0.0049	6.77	1.09	0.00001	21	1.2	1.6
89	0.12	0.0045	5.81	1.00	0.00001	24	1.1	1.3
116	0.07	0.0034	3.39	0.76	0.00000	31	0.8	0.8
92	0.11	0.0042	5.32	0.93	0.00001	24	1.0	1.2
100	0.09	0.0037	4.35	0.82	0.00000	24	0.9	1.0

Tabela E 3 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 200 rpm.

N=200 rpm								
n_{sqt}	H (m)	Q (m^3/s)	ψt	ϕt	Π	η (%)	Q/Qo	H/Ho
63	0.14	0.0052	12.35	1.56	0.00003	33	1.2	1.6
65	0.13	0.0049	11.46	1.47	0.00003	35	1.2	1.4
75	0.10	0.0045	8.82	1.35	0.00002	43	1.1	1.1
79	0.09	0.0042	7.94	1.26	0.00002	41	1.0	1.0

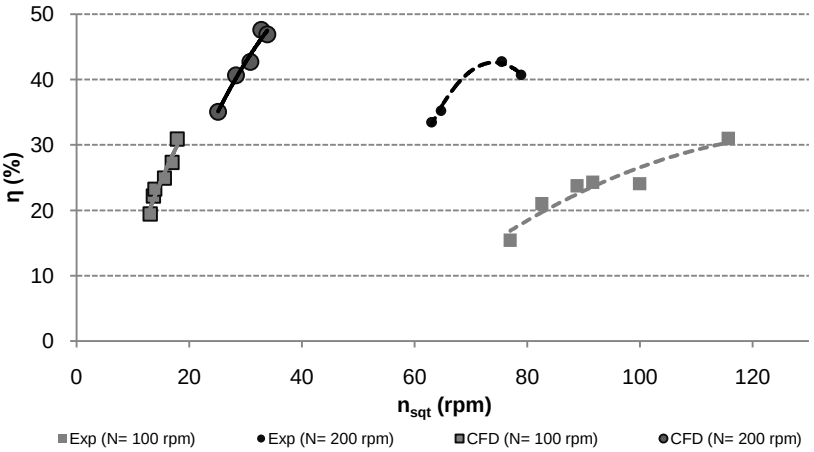


Gráfico E 1 - Curvas características para a turbina hélice com cinco pás.

E2 – Hélice tubular com quatro pás

Tabela E 4 - Valores experimentais para a turbina hélice.

Q (l/s)	Q (m^3/s)	M (N.m)	w (rad/s)	P_{mec} (W)	H (m)	Ph (W)	η (%)
5.2	0.005	0.18	21	4	0.14	7	54
4.9	0.005	0.16	21	3	0.14	7	50
4.0	0.004	0.14	21	3	0.12	5	62
3.3	0.003	0.08	21	2	0.08	3	68
2.9	0.003	0.06	21	1	0.07	2	68
3.8	0.004	0.10	21	2	0.09	3	62
4.6	0.005	0.15	21	3	0.14	6	49
5.1	0.005	0.17	21	4	0.12	6	60
5.2	0.005	0.15	21	3	0.13	7	48
4.1	0.004	0.14	21	3	0.12	5	61
4.8	0.005	0.14	21	3	0.13	6	48
3.5	0.004	0.08	21	2	0.08	3	63
3.3	0.003	0.08	21	2	0.07	2	70
5.2	0.005	0.16	21	3	0.10	5	68
5.2	0.005	0.15	21	3	0.10	5	63
5.2	0.005	0.16	21	3	0.10	5	68
5.2	0.005	0.16	21	3	0.11	6	61
4.8	0.005	0.15	21	3	0.14	7	49
5.2	0.005	0.12	31	4	0.15	8	49
5.0	0.005	0.12	31	4	0.14	7	53
4.8	0.005	0.10	31	3	0.12	6	56
4.6	0.005	0.09	31	3	0.11	5	58
4.1	0.004	0.08	31	3	0.09	4	70
4.3	0.004	0.08	31	3	0.10	4	60
5.2	0.005	0.12	31	4	0.15	8	48
4.8	0.005	0.09	31	3	0.12	6	52
5.2	0.005	0.09	31	3	0.15	8	39
4.8	0.005	0.09	31	3	0.12	6	52
5.2	0.005	0.20	7	1	0.20	10	14
4.8	0.005	0.18	7	1	0.17	8	16
4.2	0.004	0.17	7	1	0.15	6	20
3.5	0.004	0.12	7	1	0.13	4	20
2.8	0.003	0.10	7	1	0.07	2	37
2.3	0.002	0.09	7	1	0.05	1	57
1.8	0.002	0.04	7	0	0.03	1	55
5.2	0.005	0.14	7	1	0.20	10	10
4.1	0.004	0.12	7	1	0.14	6	15
4.8	0.005	0.13	7	1	0.17	8	12
3.5	0.004	0.09	7	1	0.10	3	20
2.8	0.003	0.09	7	1	0.09	2	28
3.3	0.003	0.09	7	1	0.10	3	21
5.2	0.005	0.16	7	1	0.15	8	16
5.2	0.005	0.19	7	1	0.15	8	18
5.2	0.005	0.20	7	1	0.14	7	21
5.2	0.005	0.20	7	1	0.14	7	21
5.2	0.005	0.19	7	1	0.14	7	20
4.4	0.004	0.16	7	1	0.12	5	23
4.4	0.004	0.14	7	1	0.15	6	16
4.8	0.005	0.18	7	1	0.14	7	20
4.8	0.005	0.19	7	1	0.14	7	21
5.2	0.005	0	41	0	0.10	5	0

Tabela E 5 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 70 rpm

70 rpm						
n_{sqt}	ψt	ϕt	η (%)	Π	Q/Qo	H/Ho
17	143.98	4.46	14	4.0	1.5	2.2
18	122.38	4.11	16	3.6	1.4	1.9
19	107.98	3.60	20	3.4	1.2	1.7
27	50.39	2.40	37	1.9	0.8	0.8
32	35.99	1.97	57	1.7	0.7	0.6
41	21.60	1.54	55	0.8	0.5	0.3
17	143.98	4.46	10	2.8	1.5	2.2
20	100.79	3.51	15	2.3	1.2	1.6
18	122.38	4.11	12	2.6	1.4	1.9
23	71.99	3.00	20	1.9	1.0	1.1
23	64.79	2.40	28	1.9	0.8	1.0
23	71.99	2.83	21	1.9	1.0	1.1
21	107.98	4.46	16	3.3	1.5	1.7
21	107.98	4.46	18	3.7	1.5	1.7
22	100.79	4.46	21	4.0	1.5	1.6
22	100.79	4.46	21	4.0	1.5	1.6
22	100.79	4.46	20	3.8	1.5	1.6
23	86.39	3.77	23	3.3	1.3	1.3
19	107.98	3.77	16	2.8	1.3	1.7
21	100.79	4.11	20	3.5	1.4	1.6
21	100.79	4.11	21	3.7	1.4	1.6

Tabela E 6 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 200 rpm.

200 rpm						
n_{sqt}	ψt	ϕt	η (%)	Π	Q/Qo	H/Ho
59	13.23	1.51	45	0.45	1.5	1.7
63	12.35	1.56	54	6.66	1.5	1.6
61	12.35	1.47	50	9.05	1.4	1.6
62	10.58	1.20	62	0.00	1.2	1.3
76	7.05	0.99	68	7.92	1.0	0.9
84	5.73	0.87	68	5.65	0.9	0.7
75	7.94	1.14	62	8.64	1.1	1.0
59	12.35	1.38	49	4.65	1.4	1.6
70	10.58	1.53	60	8.64	1.5	1.3
67	11.46	1.56	48	9.30	1.5	1.4
63	10.58	1.23	61	9.30	1.2	1.3
64	11.46	1.44	48	8.64	1.4	1.4
79	7.05	1.05	63	10.18	1.0	0.9
84	6.17	0.99	70	9.84	1.0	0.8
81	8.82	1.56	68	8.48	1.5	1.1
81	8.82	1.56	63	7.80	1.5	1.1
81	8.82	1.56	68	6.78	1.5	1.1
76	9.70	1.56	61	6.78	1.5	1.2
61	12.35	1.44	49	9.96	1.4	1.6

Tabela E 7 - Coeficientes de queda, de caudal e de potência, e relações nominais, para uma velocidade de rotação de 300 rpm.

300 rpm						
n_{sqt}	ψt	ϕt	η (%)	Π	Q/Qo	H/Ho
90	5.88	1.04	49	10.2	1.5	1.7
93	5.49	1.00	53	9.8	1.5	1.6
102	4.70	0.96	56	8.5	1.4	1.3
107	4.31	0.92	58	7.8	1.4	1.2
117	3.53	0.82	70	6.8	1.2	1.0
111	3.92	0.86	60	6.8	1.3	1.1
90	5.88	1.04	48	10.0	1.5	1.7
102	4.70	0.96	52	8.0	1.4	1.3
90	5.88	1.04	39	8.0	1.5	1.7
102	4.70	0.96	52	8.0	1.4	1.3

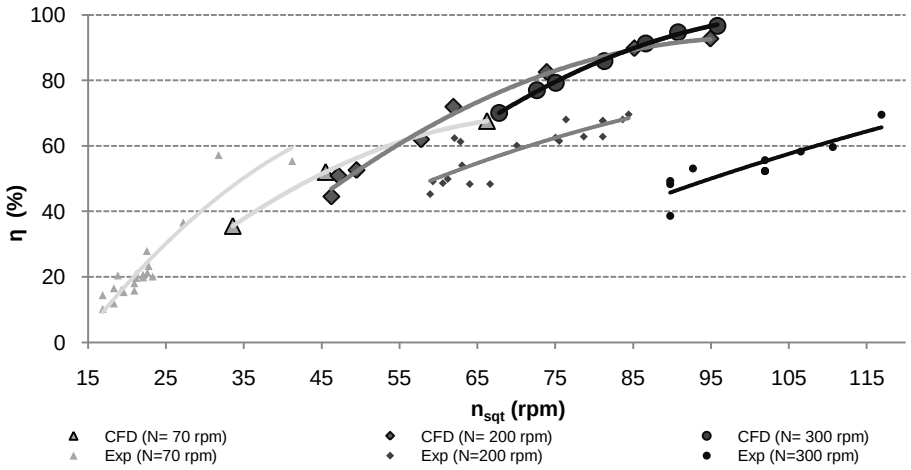


Gráfico E 2 - Curvas características para a turbina hélice com quatro pás.